



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 102828895 B

(45) 授权公告日 2015. 10. 21

(21) 申请号 201210329200. 2

(22) 申请日 2012. 09. 07

(73) 专利权人 镇江大力液压马达股份有限公司

地址 212127 江苏省镇江市丹徒区谷阳镇新街 280 号

(72) 发明人 王志生 张智敏 张常青 翁爱光
高阳 周峰

(51) Int. Cl.

F03C 2/22(2006. 01)

F16H 57/021(2012. 01)

(56) 对比文件

CN 2545386 Y, 2003. 04. 16,

CN 201924388 U, 2011. 08. 10,

审查员 梁树

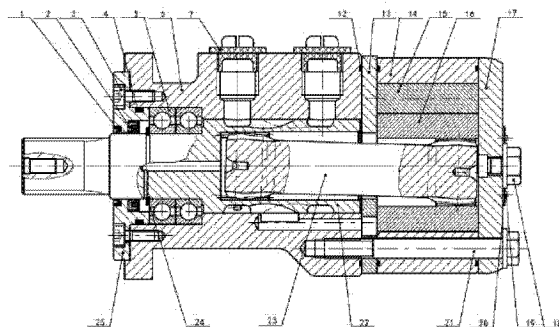
权利要求书1页 说明书4页 附图3页

(54) 发明名称

径向支撑轴阀配流摆线液压马达

(57) 摘要

本发明涉及一种径向支撑轴阀配流摆线液压马达,属于液压传动技术领域。本发明摆线液压马达排量系数和排量均中型偏大,一端为制有进液口和回流口的体壳,另一端为主要由定子和转子构成的摆线针轮副;所述的输出轴的扭矩输出部分和配流部分为整体结构,所述输出轴的前端安装承受径向力轴承的两个单列深沟球轴承,或者调心球轴承,输出轴的配流机构环形槽前后两部分至少开有一个细小的环槽,轴承外圈一端抵靠在前盖上,另一端抵靠在壳体的台阶孔上,因此,马达能够承受大径向力,同时也可承受一定的轴向力,因此提高了液压马达适应工况,制造组装方便,可以节省卸载装置,降低成本。



1. 一种径向支撑轴阀配流摆线液压马达, 一端为制有进液口和回流口的体壳, 另一端为主要由定子和转子构成的摆线针轮副; 所述体壳一端装有外端延伸出去的输出轴, 中部装有两端分别与所述输出轴内端以及转子内花键啮合的联动轴; 其特征在于: 所述输出轴的前端安装承受径向力轴承, 所述轴承为两个单列深沟球轴承, 轴承外圈一端抵靠在前盖上, 另一端抵靠在体壳的台阶孔上, 轴承内圈一端抵靠在输出轴轴肩上, 另一端由轴用挡圈固定, 所述的轴承外圈与体壳的安装孔采用一种较松的配合, 所述配合为过渡配合, 所述过渡配合从过盈量 0.01mm 到间隙 0.015mm, 所述体壳的孔径和输出轴的轴径的配合间隙控制在 0.012mm~0.026mm。

2. 根据权利要求 1 所述的径向支撑轴阀配流摆线液压马达, 其特征在于: 所述轴承外圈抵靠的前盖为台阶状, 轴承抵靠面的内部台阶安装了骨架旋转轴封, 轴承抵靠面的另一端安装有骨架防尘圈; 轴承抵靠面的外部为外台阶状, 所述外台阶上具有一个环槽, 所述环槽安装一密封圈。

3. 根据权利要求 2 所述的径向支撑轴阀配流摆线液压马达, 其特征在于: 所述外台阶与轴承外圈安装孔的间隙控制在 0.05mm~0.12mm 之间。

4. 根据权利要求 3 所述的径向支撑轴阀配流摆线液压马达, 其特征在于: 所述输出轴的内花键采用冷挤压工艺制成, 所述内花键的末端面为圆锥形, 所述圆锥与径向直线角度 α 为 6 度到 10 度。

5. 根据权利要求 4 所述的径向支撑轴阀配流摆线液压马达, 其特征在于: 所述输出轴的配流机构环形槽前后两部分至少开有一个细小的环槽。

6. 根据权利要求 5 所述的径向支撑轴阀配流摆线液压马达, 其特征在于: 所述马达没有与进出油口相通的单向阀, 骨架旋转轴封采用高压轴封。

径向支撑轴阀配流摆线液压马达

技术领域

[0001] 本发明涉及一种通过摆线针轮组啮合副实现液压能向机械能转换的摆线液压马达,尤其是一种具有两个轴承支撑的承受径向力轴阀配流摆线液压马达,属于液压传动技术领域。

背景技术

[0002] 摆线液压马达既是常用的液压驱动装置,也是实现液压能转换成机械能的常用液压执行装置。摆线液压马达具有体积小、单位功率密度大、效率高、转速范围宽等优点,因而得到了广泛应用。

[0003] 此类装置的基本结构是体壳或后盖上制有进液口和回流口,一端装有摆线针轮啮合副和配流机构,配流机构可以放置在摆线针轮啮合副前或后,一般在前(体壳一侧)为轴阀配流,在后(后盖一侧)为平面配流,另一端装有输出轴。摆线针轮啮合副的转子通过内花键与联动轴一端的外齿轮啮合,联动轴的另一端与输出轴传动衔接。工作时,配流机构使进液口与摆线针轮副的扩展啮合腔连通,并使摆线针轮副的收缩腔与回流口连通。结果,压力液体从进液口进入体壳或后盖后,进入摆线针轮啮合副形成的扩展啮合腔,使其容积不断扩大,同时摆线针轮啮合副形成的收缩啮合腔中液体则从回流口回流;在此过程中,摆线针轮啮合副的转子被扩展啮合腔与收缩啮合腔的压力差驱使旋转,并将此转动通过联动轴传递到输出轴输出,从而实现液压能向机械能的转换。与此同时,配流机构(轴阀)也被联动轴带动旋转,周而复始的不断切换连通状态,使转换过程得以延续下去。这样,马达就可以连续的输出扭矩。

[0004] 据申请人了解,现有 CN200820035921.1 所述结构的轴承安装轴径与配流轴径分离的传统结构,其分离结构可以解决配流轴径和轴承安装轴径的独立的高精度加工尺寸要求和位置要求,依靠定位销的结构解决了配流轴径和轴承安装轴径组装的高精度要求,但定位销的加工与装配精度反过来又会影响配流精度问题。

[0005] 具有轴承结构支撑的轴阀配流的摆线液压马达在国内使用范围越来越广泛(如申请人生产的 BM2、BM3 产品),应用的工况也越来越广泛,使用的要求也越来越高,市场需要更加优越的马达。随着加工设备精度的提高,可以对现有马达结构进行重新创新,进一步提高马达的配流精度。

发明内容

[0006] 本发明的目的在于:针对以上现有技术存在的问题,提出一种结构紧凑并且能够承受大径向力的轴阀配流摆线液压马达,并且降低轴阀配流马达的轴和孔的结构复杂程度,使液压马达的加工、装配的工艺性俱佳,提高其性价比。

[0007] 为了达到上述目的,申请人通过对排量 160-630 毫升/转中型偏大排量摆线液压马达的结构分析,尤其是具有轴阀配流结构摆线齿轮副液压马达整体结构布局的研究,找出其承受径向力的薄弱环节,在保持现有整体马达(如申请人生产的 BM2、BM3)外形安装尺

寸不变的前提下,提出以下本发明的技术方案为:一种轴阀配流摆线液压马达,一端为制有进液口和回流口的体壳,另一端为主要由定子和转子构成的摆线针轮副;所述体壳一端装有外端延伸出去的输出轴,中部装有两端分别与所述输出轴内端以及转子内花键啮合的联动轴;其改进之处在于:所述输出轴的前端安装承受径向力轴承,所述轴承为两个单列深沟球轴承,轴承外圈一端抵靠在前盖上,另一端抵靠在体壳的台阶孔上,轴承内圈一端抵靠在输出轴轴肩上,另一端由轴用挡圈固定。

[0008] 所述的轴承外圈与体壳的安装孔采用一种较松的配合,所述的配合采用过渡配合,从过盈量 0.01mm 到间隙 0.015mm。

[0009] 所述的输出轴的轴承安装一端和输出轴的配流轴径为一体,输出轴的轴径和体壳的孔径的配合间隙控制在 0.012mm~0.026mm。

[0010] 以上技术方案进一步的完善是:输出轴的配流机构环形槽前后两部分至少开有一个细小的环槽。

[0011] 以上技术方案更进一步的完善是:所述的前盖为台阶状,轴承抵靠面的内部台阶安装了骨架旋转轴封,轴承抵靠面的另一端安装有骨架防尘圈,轴承抵靠面的外部为外台阶状,外台阶与轴承外圈名义尺寸一致,两者相配的体壳孔一样的,有利于加工,外台阶上具有一个环槽,环槽内部安装一密封圈进行密封,外台阶与轴承外圈安装孔的间隙控制在 0.05mm~0.12mm 之间,最佳为 0.08mm。

[0012] 与现有技术的摆线马达相比,本发明的上述改进结构后马达能够承受大径向力,同时也可承受一定的轴向力,且加工、装配均十分方便,可以扩大马达的应用范围,其结构有利于减少客户额外的卸载机构,节约成本。

附图说明

[0013] 下面结合附图对本发明作进一步详细描述。

[0014] 图 1 为本发明一个实施例一的结构示意图。

[0015] 图中防尘圈 1,轴封 2,螺钉 3, O 型圈 4,轴承 5,体壳 6,油口盖 7, O 型圈 12,隔盘 13,定子 14,转子 15,针齿 16,后盖 17,螺塞 18,铆钉 19,标牌 20,螺栓 21,输出轴 22,联动轴 23,挡圈 24,前盖 25。

[0016] 图 2 为图 1 实施例一中输出轴 22 的结构示意图。

[0017] 图 3 为图 1 实施例一中输出轴 22 的局部放大示意图。

[0018] 图 4 为本发明一个实施例二的结构示意图。

[0019] 图中防尘圈 1,轴封 2,螺钉 3, O 型圈 4,轴承 5,体壳 6,油口盖 7,弹性体 8,阀球 9,阀体 10,密封圈 11, O 型圈 12,隔盘 13,定子 14,转子 15,针齿 16,后盖 17,螺塞 18,铆钉 19,标牌 20,螺栓 21,输出轴 22,联动轴 23,挡圈 24,前盖 25。

[0020] 图 5 为本发明实施例二的隔盘 13 朝向体壳 6 一面的结构示意图。

[0021] 图中螺栓连接孔 01,高低压油液通道 02,内泄油液单向阀回油口通道 03、04。

[0022] 实施例一

[0023] 本实施例的轴承支撑轴阀配流摆线液压马达可承受大径向力,以及一定的轴向力,马达结构较大,排量 160~630 毫升/转,基本结构如图 1 所示,主要包括输出轴 22、前盖 25、体壳 6、联动轴 23、隔盘 13、转定子针轮副 14、15 和 16、后盖 17 等,其中摆线针轮啮合

副由转子、定子和针齿组成,定子 14 与隔盘 13 和后盖 17 由螺栓 21 共同固定在体壳 6 上,从而形成七个仅同体壳 6 内的的配流孔道、隔盘 13 的高低压通油孔一一相通的腔体。

[0024] 所述的轴承支撑轴阀配流摆线液压马达,一端为制有进液口和回流口的体壳 6,另一端为主要由定子 14 和转子 15 和针齿 16 构成的摆线针轮副;所述体壳 6 一端装有外端延伸出去的输出轴 22,中部装有两端分别与所述输出轴 22 内端以及转子 15 内花键啮合的联动轴 23;其改进之处在于:所述输出轴 22 的前端安装承受径向力轴承,所述轴承为两个单列深沟球轴承 5,轴承外圈一端抵靠在前盖上,另一端抵靠在体壳的台阶孔上,轴承内圈一端抵靠在输出轴轴肩上,另一端由轴用挡圈 24 固定。

[0025] 所述的承受径向力轴承 5 也可为调心轴承,在承受稍微小的径向力工作状况下。

[0026] 所述的轴承 5 外圈与体壳 6 的安装孔采用一种较松的配合,所述的配合采用过渡配合,从过盈量 0.01mm 到间隙 0.015mm。采用所述的较松的配合,主要是为了适合轴承支撑轴阀配流摆线液压马达的输出轴 22 的轴径和体壳 6 的孔径形成的配流机构的轴阀的形成油膜的相对运动的需要,所述的输出轴 22 的轴径和体壳 6 的孔径运动形成类似滑动轴承的功能,能够承受一定的径向力,输出轴 22 的轴径和体壳 6 的孔径的配合间隙控制在 0.012mm~0.026mm,在较高运动速度下选择大值,在较低运动速度下选择小值,所述的轴承 5 较松的配合是使得输出轴 22 在工作中配流机构的油膜需要形成。

[0027] 输出轴 22 上制有配流结构,与体壳 6 内的的配流孔道共同配合而具有配流功能,该装置上加工了十二条均布错位的纵向槽和两个环形槽,所述的纵向槽成交错状与两个环形槽沟通,两个环形槽分别与进、出油口相通,体壳 6 上加工了具有高低压油液的孔道以及的配流孔道,纵向槽与体壳 6 的配流孔道的径向分布孔或槽相配流,所述的纵向槽是由圆弧形成,由铣刀直接进刀加工而成。输出轴 22 与体壳 6 共同形成的轴阀组成了配流机构实现保持液压马达持续运转的配流功能。

[0028] 输出轴 22 基本结构如图 2 所示,输出轴 22 前端与联动轴 23 相啮合的内孔具有一小孔与接近轴用挡圈 24 的安装沟槽地方沟通,较大部分在沟槽内,安装轴用挡圈 24 时,开口部分正对小孔,有利于马达形成内部油液循环,还有利于配流机构的前部密封带增大。所述的输出轴 22 的与联动轴 23 相啮合的内花键采用冷挤压工艺制成,内花键的末端面为圆锥形,与径向直线角度 α 为 6 度到 10 度。

[0029] 输出轴 22 的 I 局部放大基本结构如图 3 所示,输出轴 22 的配流机构的环形槽前后两部分至少开有一个细小的环槽,由于输出轴 22 的轴径和体壳 6 的孔径的配合间隙的存在,高压油液的渗入,形成运动油膜,所述的环槽有利于油膜的形成和存在,运动环槽高压油液聚集,进一步减少由于间隙而产生的泄漏。所述的环槽为一圆弧形,高度不大于 0.5mm,所述的环槽也可为一方槽形,高度不大于 1mm。

[0030] 所述轴承 5 外圈与体壳 6 的安装孔的抵靠端面增加一台阶面,台阶面最小间隙为 0.3mm,防止与内圈相接触,轴承 5 内圈与输出轴 22 的安装轴肩的抵靠端面增加一台阶面,台阶面最小间隙为 0.3mm,防止与外圈相接触。

[0031] 所述输出轴前端的前盖 25 为台阶状,轴承 5 抵靠面的内部台阶安装了骨架旋转轴封 2,轴承 5 抵靠面的另一端安装有骨架防尘圈 2,轴承 5 抵靠面的外部为外台阶状,外台阶与轴承 5 外圈名义尺寸一致,前者相配的体壳孔孔径大 0.03mm 左右,有利于轴承装配,安装时不会损坏密封面,所述的前盖 25 的外台阶上具有一个环槽,环槽内部安装一密封圈进行

密封,所述的密封圈可以为 O 型圈 4,所述的前盖外台阶轴径与轴承外圈安装孔的间隙控制在 0.05mm~0.12mm 之间,最佳为 0.08mm。

[0032] 上述实施例所述马达没有与进出油口相通的单向阀,骨架旋转轴封 2 采用高压轴封,直接承受高背压;也可以采用普通摆线液压马达用轴封,为保护旋转轴封外泄油口必须直接油箱。

[0033] 实施例二

[0034] 实施例二的基本结构如图 4 所示,体壳 6 上制有与马达内部腔体连通的回油通道,所述的回油通道为循环结构,所述的通道中安装有两个单向阀,两个单向阀一端分别与进油口和回油口相连,另一端分别通过隔盘 13 上内泄油液单向阀回油口通道 03、04 与马达内部腔体连通,隔盘 13 朝向体壳 6 的一面如图 5 所示,所述的隔盘 13 上的内泄油液单向阀回油口通道 03、04 呈径向分布,位置与体壳 6 上的单向阀孔位置对应,回油口通道 03、04 由铣削加工而形成的一圆弧和相切直线结构,相切直线朝转定子方向成小于 10 度角度,有利于回油。单向阀由弹性体 8、阀球 9、阀体 10、密封圈 11 组成。阀体 10 成台阶孔状,通过密封圈 11 安装在体壳 6 内。台阶孔的大端内装有阀球 9,该阀球的外侧抵靠在弹性体 8 上,密封圈 11 可以是 O 型圈,也可以是 O 型圈外加氟圈组成的格莱圈结构,由于内啮合摆线针轮啮合副在高低压液压油的驱动下,在产生扭矩的同时,其各转动副之间为保证灵活转动需要有一定的间隙,难免会有少量的油液泄漏进入马达内部腔体,进而通过单向阀回到系统油箱中,或者通过螺塞 18 位置的外泄油口 T 回到系统油箱中。

[0035] 本实施例采用了两个单向阀与进出油口相通,有利于保护旋转轴封。

[0036] 实践证明,本发明的轴承支撑轴阀配流摆线液压马达的排量系数较小,零件加工工艺精度适中,装配的工艺性好,可靠性高,并且结构紧凑,能够承受较大径向力,从而提高了产品的性价比和使用工况。解决了 US3547563、CN200820035921.1 所述结构的轴承安装轴径与配流轴径分离的传统结构的定位销影响配流精度问题,本发明的结构与参数合理选择解决传统设计不采用整体式输出轴上增加轴承的设计理念,其它的轴径和孔的加工精度类同现有的产品。

[0037] 除上述实施例外,本发明还可以有其他实施方式。例如,采用不同的轴承的轴径来适应不同的轴径的旋转轴封,或输出轴前端具有与联动轴相啮合内孔的一小孔的位置调整等等。凡采用等同替换或等效变换形成的技术方案,均落在本发明要求的保护范围。

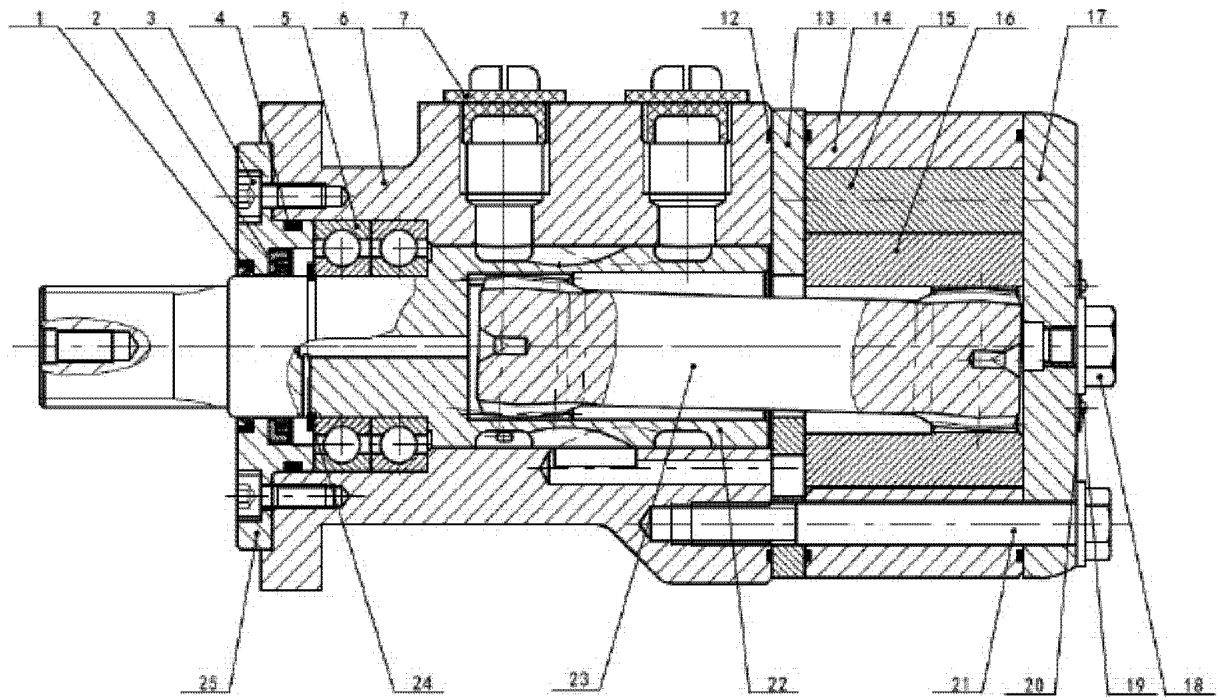


图 1

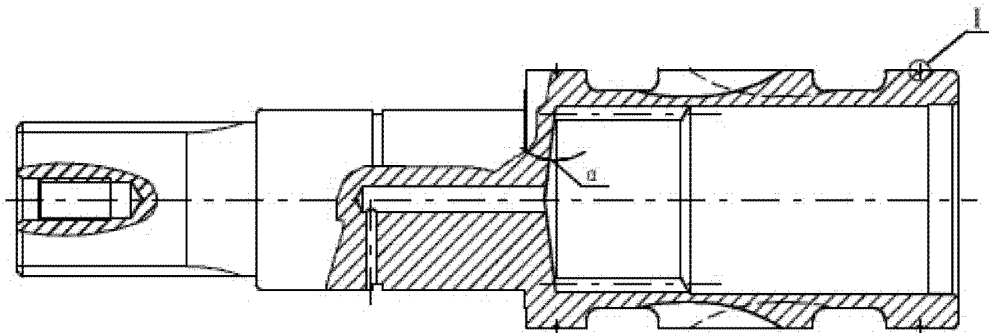


图 2

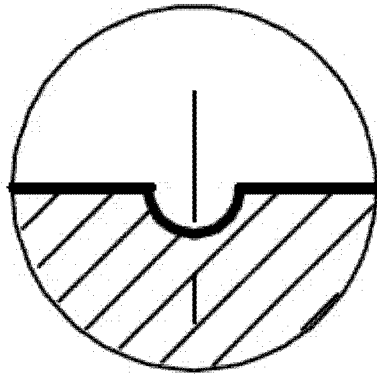


图 3

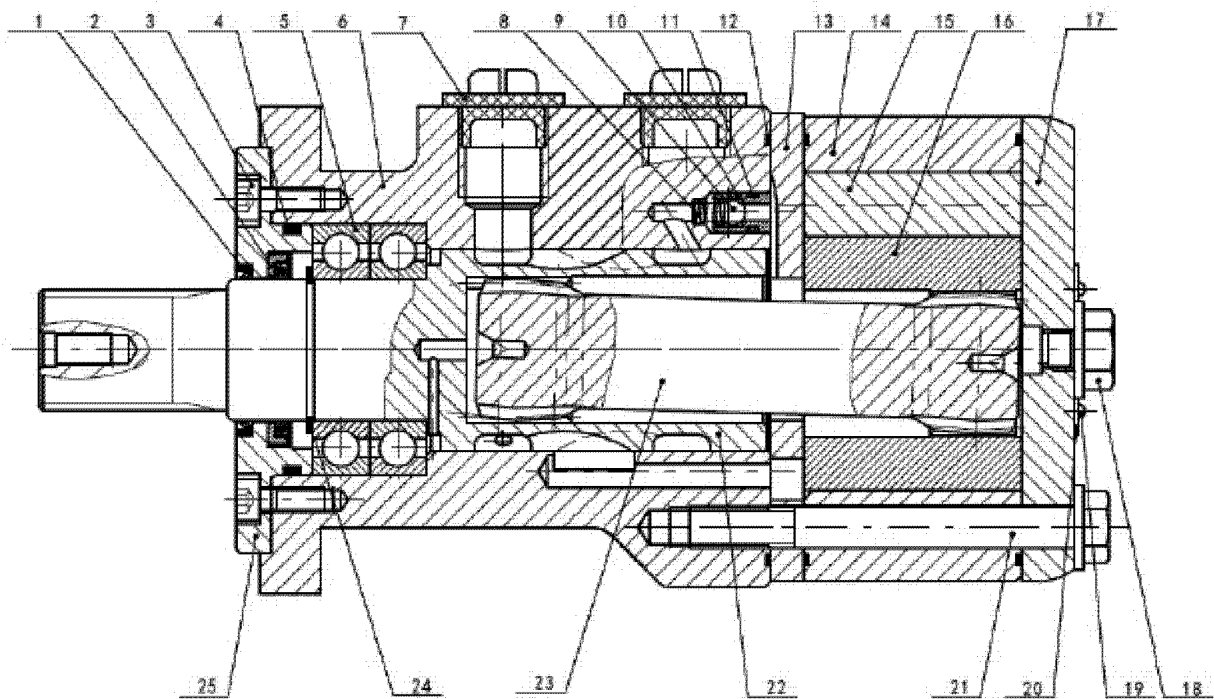


图 4

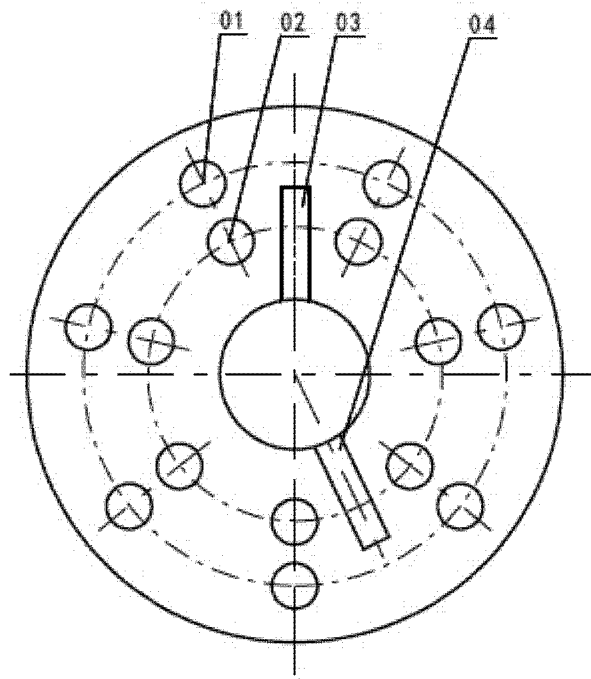


图 5