



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 101415944 B

(45) 授权公告日 2010.12.22

(21) 申请号 200780009019.0

(22) 申请日 2007.03.13

(66) 本国优先权数据

200620007920.7 2006.03.14 CN

(85) PCT申请进入国家阶段日

2008.09.12

(86) PCT申请的申请数据

PCT/CN2007/000807 2007.03.13

(87) PCT申请的公布数据

W02007/104257 ZH 2007.09.20

(73) 专利权人 朱荣辉

地址 102208 北京市昌平区回龙观镇二拨子村  
龙城花园龙邸 11 号楼 4 单元 101

(72) 发明人 朱荣辉

(74) 专利代理机构 北京三友知识产权代理有限公司 11127

代理人 李强

(51) Int. Cl.

F04B 39/00 (2006.01)

(56) 对比文件

CN 2119511 U, 1992.10.21, 全文.

CN 1089861 C, 2002.08.28, 说明书第 2A 页第 2 行 - 第 3 页第 24 行、附图 1-2.

CN 2392928 Y, 2000.08.23, 说明书附图 1.

CN 2126837 Y, 1993.02.10, 说明书第 3 页第 4-25 行、附图 1-3.

US 6279452 B1, 2001.08.28, 说明书附图 1.

CN 1138369 A, 1996.12.18, 说明书第 3 页第 14 行 - 第 5 页第 28 行、附图 1-3.

JP 特开 2003-129951 A, 2003.05.08, 全文.

审查员 向启雄

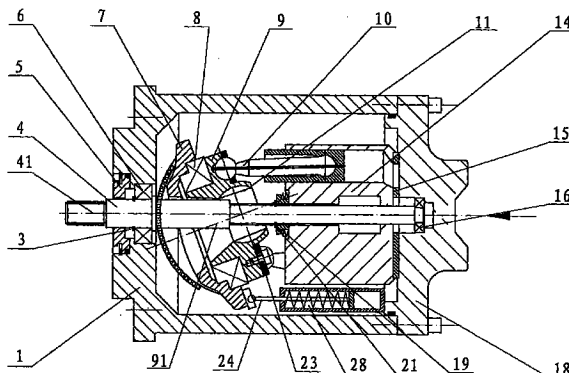
权利要求书 2 页 说明书 8 页 附图 8 页

(54) 发明名称

轴向柱塞泵或马达

(57) 摘要

本发明提供了一种轴向柱塞泵或马达,其包括:壳体(1)、主轴(2)、转子缸体(14)、旋转斜盘(9)和多个柱塞组件(10),其中在旋转斜盘和主轴之间通过等速万向联轴器(11)传递扭矩,使得主轴(14)和旋转斜盘(9)分别绕呈夹角设置的主轴轴线(41)和斜盘轴线(91)转动,从而实现液压能和转动机械能之间的转换。



CN 101415944 B

1. 一种轴向柱塞泵或马达,其包括:
  - 壳体;
  - 主轴,其转动支撑于壳体上;
  - 具有多个柱塞孔的转子缸体,其结合于主轴上,由主轴带动其绕主轴轴线转动,并且该转子缸体具有配油端面;
  - 配油盘,其与转子缸体的配油端面相配合;
  - 旋转斜盘,其端面与转子缸体的多个柱塞孔轴向相对设置,并能够绕与主轴轴线呈夹角的斜盘轴线转动;
  - 多个柱塞组件,其一端铰接于所述旋转斜盘端面上,另一端滑动设置在转子缸体的柱塞孔内;
  - 等速万向联轴器,其设置于旋转斜盘和主轴之间,该等速万向联轴器在主轴和旋转斜盘之间传递扭矩,并使得主轴和旋转斜盘分别绕呈夹角设置的主轴轴线和斜盘轴线转动。
2. 如权利要求 1 所述的轴向柱塞泵或马达,其特征在于,所述等速万向联轴器为球笼式等速万向联轴器、半角球笼式等速万向联轴器、球铰式等速万向联轴器或球叉式等速万向联轴器。
3. 如权利要求 2 所述的轴向柱塞泵或马达,其特征在于,所述的球笼式等速万向联轴器包括带外球道的内圈、偶数个钢球、保持架以及带内球道的外圈,所述的钢球安装在保持架上并位于内球道和外球道内,所述的内圈结合于主轴上,所述的外圈结合于旋转斜盘上从而通过球笼式等速万向联轴器使主轴和旋转斜盘分别绕呈夹角的主轴轴线和斜盘轴线转动。
4. 如权利要求 3 所述的轴向柱塞泵或马达,其特征在于,所述的外圈一体形成在旋转斜盘上。
5. 如权利要求 1 所述的轴向柱塞泵或马达,其特征在于,所述旋转斜盘通过斜盘轴承支撑于壳体上。
6. 如权利要求 1 所述的轴向柱塞泵或马达,其特征在于,所述的旋转斜盘通过斜盘轴承支撑于一摆盘上,该摆盘通过摆盘轴承支撑于所述壳体上,该摆盘轴承的转动轴线垂直于主轴轴线并通过等速万向联轴器的中心。
7. 如权利要求 6 所述的轴向柱塞泵或马达,其特征在于,在所述摆盘上连接有调节该摆盘偏转角度的变量调节机构,从而通过摆盘的偏转角度的变化使支撑于其上的旋转斜盘的斜盘轴线与主轴的夹角变化。
8. 如权利要求 7 所述的轴向柱塞泵或马达,其特征在于,所述的变量调节机构为变量油缸,该变量油缸的活塞连接于摆盘上,从而通过该活塞的伸缩来驱动摆盘偏转。
9. 如权利要求 7 所述的轴向柱塞泵或马达,其特征在于,所述变量调节机构为耳轴式变量机构,其包括连接于摆盘上的耳轴和驱动该耳轴转动的驱动机构,该耳轴的转动轴线与摆盘转动轴线重合,从而通过转动耳轴来驱动摆盘偏转。
10. 如权利要求 1 所述的轴向柱塞泵或马达,其特征在于,所述的转子缸体为锥形,其临近于旋转斜盘的一端的直径大于另一端的直径。
11. 如权利要求 10 所述的轴向柱塞泵或马达,其特征在于,所述的转子缸体上的多个柱塞孔也呈锥形分布。

12. 如权利要求 1 所述的轴向柱塞泵或马达,其特征在于,所述的柱塞组件为球铰式柱塞组件,其包括两端具有球头的球头连杆和柱塞,在所述的旋转斜盘设有球窝,该球头连杆的一端球头设置于球窝中与旋转斜盘形成球铰连接,另一端球头设置于柱塞内与柱塞形成球铰连接,柱塞滑动设置于柱塞孔内。

13. 如权利要求 12 所述的轴向柱塞泵或马达,其特征在于,在该球头连杆和柱塞的中间开有连通于柱塞孔的油孔,从而引入压力油润滑两端的球头。

14. 如权利要求 1 所述的轴向柱塞泵或马达,其特征在于,所述多个柱塞组件在旋转斜盘上的铰接中心位于同一平面上,并且该平面与主轴轴线的交点与等速万向联轴器的中心重合。

15. 如权利要求 1 所述的轴向柱塞泵或马达,其特征在于,该转子缸体在主轴上通过压簧和压簧挡圈轴向定位,在主轴的端部开设有油孔和径向油道,从而通过向径向油道内注入压力油来调节转子缸体与配油盘之间的压力。

16. 如权利要求 1 所述的轴向柱塞泵或马达,其特征在于,所述转子缸体的配油端面为球面,所述配油盘与该配油端面形成球面配合。

17. 如权利要求 5 或 6 所述的轴向柱塞泵或马达,其特征在于,所述的斜盘轴承为滚针轴承与圆柱或圆锥滚子推力轴承的组合轴承。

18. 如权利要求 6 所述的轴向柱塞泵或马达,其特征在于,所述的摆盘轴承为月牙形滚针轴承。

## 轴向柱塞泵或马达

### 技术领域

[0001] 本发明涉及一种液压机械中的液压泵或马达装置,特别是一种轴向柱塞泵或者马达。

### 背景技术

[0002] 在液压机械中,液压泵或者马达是液压装置的心脏。理论上讲,液压泵和马达之间是可以互相切换的,只在某些局部存在差异。因此本发明说明书中只论述泵的设计,马达的结构与之基本相同。柱塞泵以其高效高压易于变量调节等特点而在工程机械中得到越来越广泛的应用。

[0003] 柱塞泵根据柱塞行程的方向分为轴向柱塞泵和径向柱塞泵,在轴向柱塞泵中又根据运动转换的机制分为斜盘式柱塞泵与斜轴式柱塞泵,其结构特征分别参照图 1-图 3 所示。

[0004] 斜盘式轴向柱塞泵是一种高压、高速、耐冲击且集成化比较高的变量泵,如图 1、图 2 所示,动力由主轴通过渐开线花键带动转子旋转,均匀分布在转子上的多个柱塞通过球铰、压板将柱塞组件的滑履压在斜盘的磨擦板平面上,由于斜盘平面对于旋转轴线有一个倾角,因此柱塞体不仅与转子一起作旋转运动,同时也沿转子的柱塞孔作往复运动,实现柱塞泵的吸油与供油。调节斜盘平面的倾角大小,即可改变柱塞的行程,进行变量调节。改变斜盘倾斜的方向,又可改变高压油的流向或者作为液压马达时转子转动的方向。

[0005] 斜盘式轴向柱塞泵的变量调节容易,可以方便的实现高压油方向、转子转动方向、以及泵与马达状态之间的切换。结构相对简单、体积小、成本较低。但斜盘式轴向柱塞泵有三个主要的摩擦运动付:转子与配油盘、柱塞与柱塞孔、柱塞滑履与斜盘。其中柱塞和柱塞孔之间,由于柱塞滑履在斜盘上所受的法向力使得柱塞在承受轴向压力的同时还有切向力和力矩,该力和力矩通过转子柱塞孔给柱塞的压力来平衡,在该力与力矩作用下的滑动摩擦将导致机械效率的降低和部件的磨损。转子也因此受到翻转力矩的作用需要中心轴支撑或者外加轴承来平衡。因此,该泵存在三个难题:一是总的效率相对较低:油泵的容积效率约为 0.92 ~ 0.98,机械效率在 0.90-0.95 之间,总的效率  $\leq 0.95$ ;二是对油液污染比较敏感,泵的使用寿命较短;三是允许转速不高。

[0006] 如图 3 所示,斜轴式柱塞泵与斜盘泵的工作原理虽颇相似,但在结构上却有较大差异,此外,在受力情况方面两者也有所不同。斜轴泵用铰接柱塞球头的方法替代了斜盘泵中的滑履与斜盘,提高了结构的强度和耐冲击性。泵工作时,因连杆轴线与柱塞轴线之间的夹角不大,故柱塞与缸壁间的侧压力也就比斜盘泵要小得多,所以工作时不仅磨损较小,而且倾角  $\beta$  也可加大到 25 ~ 30(斜盘泵不大于 20),扩大了流量变动范围。并且斜轴泵驱动轴尺寸小或者不穿过配油盘,可使缸体转子直径相应减小,漏泄和摩擦损失因而减小,因此斜轴泵的总效率要高于斜盘泵,在同等工艺水平下比斜盘泵要高 2-3%。泵的吸油性能也因油缸圆周速度的减小而有所改善,泵的极限转速可相应提高。斜轴泵滤油精度要求低,一般为 25 $\mu$ m,斜盘泵为 10 ~ 15 $\mu$ m。

[0007] 由于上述优点,致使斜轴泵在液压机械中的应用日趋增多。但这种泵靠摆动缸体来变量,外形尺寸较大;转子和动力轴之间的偏转,使外形形成拐角型,不利于空间狭窄和有向轴装配要求的地方;结构和工艺相对比较复杂,造价也高。

## 发明内容

[0008] 本发明的目的在于,提供一种轴向柱塞泵或马达,其能够提高柱塞泵或马达的效率,简化结构,减小体积,降低成本,扩大柱塞泵或马达的应用范围,特别是能够在有特殊安装要求的地方如机动车变速器中使用。

[0009] 本发明的上述目的可采用如下技术方案来实现,一种轴向柱塞泵或马达,其包括:

[0010] 壳体;

[0011] 主轴,其转动支撑于壳体上;

[0012] 具有多个柱塞孔的转子缸体,其结合于主轴上,由主轴带动其绕主轴轴线转动,并且该转子缸体具有配油端面;

[0013] 配油盘,其与转子缸体的配油端面相配合;

[0014] 旋转斜盘,其端面与转子缸体的多个柱塞孔轴向相对设置,并能够绕与主轴轴线呈夹角的斜盘轴线转动;

[0015] 多个柱塞组件,其一端铰接于所述旋转斜盘端面上,另一端滑动设置在转子缸体的柱塞孔内;

[0016] 等速万向联轴器,其设置于旋转斜盘和主轴之间,该等速万向联轴器在主轴和旋转斜盘之间传递扭矩,使得主轴和旋转斜盘分别绕呈夹角设置的主轴轴线和斜盘轴线转动。

[0017] 在本发明中,所述等速万向联轴器可为球笼式等速万向联轴器、半角球笼式等速万向联轴器、球铰式等速万向联轴器或球叉式等速万向联轴器。

[0018] 本发明中的球笼式等速万向联轴器包括带外球道的内圈、偶数个钢球、保持架以及带内球道的外圈,所述的钢球安装在保持架上并位于内球道和外球道内,所述的内圈结合于主轴上,所述的外圈结合于旋转斜盘上,从而通过球笼式等速万向联轴器使主轴和旋转斜盘分别绕呈夹角的主轴轴线和斜盘轴线转动。

[0019] 在本发明中,作为一个具体的例子,所述的外圈可一体形成在旋转斜盘上。

[0020] 在本发明中,作为一种可选的例子,所述旋转斜盘可通过斜盘轴承支撑于壳体上。

[0021] 在本发明中,作为另一种可选的例子,所述的旋转斜盘可通过斜盘轴承支撑于一摆盘上,该摆盘通过摆盘轴承支撑于壳体上,该摆盘轴承的转动轴线垂直于主轴轴线并通过等速万向联轴器的中心。

[0022] 在上述例子中,在所述摆盘上可连接有调节该摆盘偏转角度的变量调节机构,从而通过摆盘的偏转角度的变化使支撑于其上的旋转斜盘的斜盘轴线与主轴轴线夹角变化,改变柱塞组件的行程,进行变量调节。

[0023] 作为一个可选的例子,本发明中的变量调节机构可为变量油缸,该变量油缸的活塞连接于摆盘上,从而通过该活塞的伸缩来驱动摆盘偏转。

[0024] 作为另一个可选的例子,该变量调节机构为耳轴式变量机构,其包括连接于摆盘

上的耳轴和驱动该耳轴转动的驱动机构,该耳轴的转动轴线与摆盘转动轴线重合,从而通过转动耳轴来驱动摆盘偏转。

[0025] 在本发明中,所述的转子缸体为锥形,其临近于旋转斜盘的一端的直径大于另一端的直径。

[0026] 在上述例子中,所述的转子缸体上的多个柱塞孔也呈锥形分布,其中,与柱塞组件配合端的柱塞孔孔心所在圆直径大于另一端的柱塞孔孔心所在圆直径。

[0027] 在本发明中,所述的柱塞组件可具体为球铰式柱塞组件,其包括两端具有球头的球头连杆和柱塞,在所述的旋转斜盘的端面上设有球窝,该球头连杆的一端球头设置于球窝中与旋转斜盘形成球铰连接,另一端球头设置于柱塞内与柱塞形成球铰连接,所述柱塞滑动设置于柱塞孔内,在该球头连杆和柱塞的中间开有连通于柱塞孔的油孔,从而引入压力油润滑两端的球头。

[0028] 在本发明中,所述多个柱塞组件在旋转斜盘上的铰接中心位于同一平面上,并且该平面与主轴轴线的交点与等速万向联轴器的中心重合。

[0029] 在本发明中,在所述转子缸体的后端配置有配油盘,该转子缸体在主轴上通过压簧和压簧挡圈轴向定位,在主轴的端部开设有油孔和径向油道,从而通过向径向油道内注入压力油来调节转子缸体与配油盘之间的压力。

[0030] 在本发明中,作为一种可选实施方式,所述转子缸体的配油端面可为球面,所述配油盘与该配油端面形成球面配合。

[0031] 在本发明中,所述的斜盘轴承可为滚针轴承与圆柱或圆锥滚子推力轴承的组合轴承。本发明的摆盘轴承可为月牙形滚针轴承。

[0032] 采用本发明的上述结构,本发明的轴向柱塞泵或马达,在主轴带动转子缸体转动的同时,可通过等速万向联轴器驱动旋转斜盘绕与主轴轴线呈夹角的斜盘轴线转动,从而带动柱塞组件在转子缸体的柱塞孔中作往复运动,形成缸体中的容积变化,并在转子缸体后端的配油盘的配合下先后与进出油口连通,实现吸油和压油的过程,也即实现了转动机械能和液压能之间的转换。其中,由于等速万向联轴器把主轴的旋转运动和力矩传递给相对于主轴作斜轴转动的旋转斜盘,这样,就可通过变量机构驱动摆盘摆动改变旋转斜盘倾角来很方便的实现变量调节。

[0033] 本发明的轴向柱塞泵或马达与现有的斜盘式轴向柱塞泵或马达以及斜轴式轴向柱塞泵或马达相比,具有如下效果:

[0034] A)、与变量斜盘泵相比:由于用球铰柱塞组件加旋转斜盘的方法替代了斜盘泵中的滑履与斜盘,这样,相应于斜盘泵的三对主摩擦付,均发生了很大的改变:1. 柱塞滑履与斜盘之间的滑动摩擦转换为滚动摩擦,摩擦和泄漏减少;并且形成球铰连接的球头表面面积大于相同直径滑履圆盘面积,斜盘的径向尺寸减小;2. 柱塞与转子缸体的柱塞孔壁间的摩擦副,由于侧压力比斜盘泵要小得多,摩擦力自然减少,滤油精度要求也大幅度降低,磨损减少;3. 转子缸体与配油盘间的摩擦副,由于主轴不承受弯曲力矩,在转子端只起支撑作用,尺寸可以减小,从而可使转子缸体的配油口直径相应减小,油口周长和相对运动线速度减少,摩擦功耗和泄漏减少。除此之外,由于泵的旋转斜盘倾角 $\beta$ 可加大到 $25^\circ \sim 30^\circ$ (斜盘泵不大于 $20^\circ$ ),扩大了流量变动范围,减小了泵的尺寸,泵的吸油性能也因油缸圆周速度的减小而有所改善;同时,柱塞所受的液压推力通过球头、旋转斜盘、轴承和摆

盘支撑直接转移到壳体上,使主轴和转子缸体等运动部件不受其他附加力或者力矩的作用,改善了运动部件的受力结构,减少摩擦和泄漏。以上诸多因素带来的效果是:

[0035] 1) 总体效率高于斜盘泵。

[0036] 2) 提高了结构强度、耐冲击性、耐油污性,磨损降低,寿命提高。

[0037] 3) 该泵或马达的极限转速提高。

[0038] 4) 该泵或马达的尺寸进一步减小。

[0039] B)、和变量斜轴泵相比,虽然在结构上增加了同步等速万向联轴器,带来一定的效率损失(通常在1-3%),但获得了四大收益:

[0040] 1) 体积重量减少:通过摆盘的偏转调节替代转子体的摆动,同样偏转角度所需径向尺寸减少;由于受力方式改变,原来的动力轴在承受扭矩的同时还承受很大的弯矩作用,必须有一定的轴向长度来平衡,因此动力轴较长;还有是尾部的配油盘、摆动盘和变量调节机构也占用较大空间。新的变量柱塞泵在同等参数下,与常规斜轴泵相比,轴向长度和径向尺寸减少1/3以上。

[0041] 2) 实现同轴或者通轴传动:适合于一些空间安装尺寸有限,有同轴传动或者通轴传动要求的场合,比如多泵串联,在某些应用环境中,可以简化或者优化机械系统。

[0042] 3) 调节切换简单方便:改变摆盘的倾角就调节流量输出大小,改变倾角方向就改变了流量方向或者实现泵和马达的切换。而原来的斜轴式柱塞泵则要有很大的行程空间和驱动力才能实现。

[0043] 4) 效率进一步提高:增加的等速万向联轴器降低了一点效率,但因为动力轴不受弯矩力作用,端面轴承只起定位作用,原结构中需要三个重载轴承来承受主轴所受的径向力,轴向力和弯矩,现在简化到一个重载轴承,摩擦功耗减小;新结构比原来的转子摆动调速机构减少了一个配油盘和调速盘之间的滑动配合面,相应的泄漏减少,容积效率提高;这样,总的效率还是要高于一般变量斜轴泵。

#### 附图说明

[0044] 图1为现有的斜盘泵的结构示意图;

[0045] 图2为图1的A-A剖视图;

[0046] 图3为现有斜轴泵的结构示意图;

[0047] 图4为本发明的结构原理图;

[0048] 图5为本发明的实施例1的主视结构示意图;

[0049] 图6为图5的A-A剖视图;

[0050] 图7为图6的B-B剖视图;

[0051] 图8为本发明实施例2的主视结构示意图;

[0052] 图9为球笼式等速万向联轴器装配结构示意图;

[0053] 图10为球笼式等速万向联轴器立体分解图。

[0054] 主要图号说明:

[0055] 1-壳体,2-摆盘轴承,3-主轴前支撑轴承挡圈,4-主轴,5-主轴密封端盖,6-主轴前支撑轴承,7-摆盘,8-组合轴承,9-旋转斜盘及球笼式等速万向联轴器外圈,10-球铰式柱塞组件之球头连杆和柱塞,11-球笼式等速万向联轴器钢球及球笼及内圈,12-万向联轴

器内圈挡圈,13-进/出油口,14-转子缸体,15-配油盘,16-主轴后支撑轴承,17-压紧力控制油道,18-后端盖,19-压簧,20-出/进油口,21-压簧档环及挡圈,22-泄漏油孔,23-回程盘,24-变量耳轴,25-变量耳轴密封端盖,26-变量耳轴固定座,27-螺纹件,28-变量油缸,90-斜盘轴线,41-主轴轴线,111-内圈,112-钢球,113-保持架,114-外圈。

### 具体实施方式

[0056] 参见图 4 所示,本发明的轴向柱塞泵或马达主要包括:壳体 1;主轴 4,其转动支撑于壳体 1 上;具有多个柱塞孔的转子缸体 14,其结合于主轴 4 上,由主轴 4 带动其绕主轴轴线 41 转动,并且该转子缸体 14 具有配油端面;配油盘 15,其与转子缸体 14 的配油端面相配合;旋转斜盘 9,其端面与转子缸体 14 的多个柱塞孔轴向相对设置,并可绕与主轴轴线 41 呈夹角的斜盘轴线 91 转动;多个柱塞组件 10,其一端铰接于所述旋转斜盘 9 端面上,另一端滑动设置在转子缸体 14 的柱塞孔内;等速万向联轴器 11,其设置于旋转斜盘 9 和主轴 4 之间,该等速万向联轴器 11 在主轴 4 和旋转斜盘 9 之间传递扭矩,并使得主轴 4 和旋转斜盘 9 分别绕呈夹角设置的主轴轴线 41 和斜盘轴线 91 转动。这样,在本发明作为轴向柱塞泵使用时,驱动主轴 4 绕主轴轴线 41 转动,通过等速万向联轴器 11 能够带动旋转斜盘 9 绕与该主轴轴线 41 呈夹角的斜盘轴线 91 转动,使柱塞组件 10 在转动缸体 14 的柱塞孔内轴向往复运动,从而形成转动缸体 14 中的容积变化,实现吸油和压油的过程,也即实现了转动机械能和液压能之间的转换。在本发明作为轴向柱塞马达时,在进入柱塞孔中的液压油作用下,旋转斜盘 9 绕斜盘轴线 91 转动,通过等速万向联轴器 11 带动主轴 4 绕主轴轴线 41 转动,并同时带动与主轴 4 结合的转子缸体 14 转动,使柱塞组件 10 在柱塞孔中做往复运动,从而将液压能转为主轴的转动机械能。由于本发明的轴向柱塞泵或马达在作为泵使用或者作为液压马达使用时,其基本结构是相同的,在本发明中主要以其作为泵使用的情况进行详细说明。

[0057] 在本发明中,在一个具体的例子中,如图 4-7 所示,壳体 1 和后端盖 18 通过螺纹连接在一起,形成一个封闭的箱体;主轴 9 通过前后轴承 6、16 支撑在箱体中。所述配油盘 15 上的进油槽、出油槽分别和进出油口 13、20 连通。主轴 9 依次穿过配油盘 15、转子缸体 14、压簧 19、等速万向联轴器 11、旋转斜盘 9,并从箱体一端经过密封端盖 5 伸出。其中,转子缸体 14 通过花键周向固定在主轴 4 上,并通过套在主轴 4 上的压簧 19 压紧在配油盘 15 上,实现转子缸体 14 和配油盘 15 之间的初始密封。主轴 4 转动,在经过花键带动转子缸体 14 转动的同时,通过等速万向联轴器 11 驱动旋转斜盘 9 绕斜盘轴线 91 转动,从而带动柱塞组件 10 在转子缸体 4 的柱塞孔中作往复运动,形成柱塞孔中的容积变化,并在配油盘 15 的配合下先后与进出油口 13,20 连通,实现吸油和压油的过程,也即实现了转动机械能和液压能之间的转换。

[0058] 在本发明中,等速万向联轴器 11 可采用球笼式、半角球笼式、球铰式、球叉式等等速万向联轴器,在本发明中主要以球笼式等速万向联轴器为例进行详细说明,其他等速万向联轴器如半角球笼式、球铰式、球叉式等,虽然与球笼式万向联轴器相比结构相对复杂一些,只要空间尺寸允许,也均可使用,在此不再一一详述。如图 5-10 所示,在等速万向联轴器 11 为球笼式等速万向联轴器的例子中,球笼式等速万向联轴器 11 由带外球道的内圈 111、偶数个钢球 112、保持架 113 以及带内球道的外圈 114 所组成,其中外圈 114 与旋转斜



盘 9 相结合,内圈 111 结合于主轴 4 上,从而在主轴 4 带动转动内圈 111 绕主轴轴线 41 转动时,能够带动与外圈 114 结合的旋转斜盘 9 绕与主轴轴线 41 具有夹角的斜盘轴线 91(即外圈 114 的转动轴线)转动。作为一个具体的例子,可将外圈和旋转斜盘 9 的内孔合二为一从而将外圈 114 一体形成于旋转斜盘 9 上,以节省径向空间尺寸。而内圈 111 也可以和主轴 4 合二为一从而一体形成在主轴 4 上,但考虑到加工的工艺性和安装的可行性,在本实施例中分开设置,通过花键与主轴 4 周向固定连接,并通过轴上挡圈 21 作轴向定位。如图 9 所示,根据球笼式等速万向联轴器原理,内圈球心和外圈球心均应位于主轴轴线 41 上,并等距分列于等速万向联轴器 11 的中心点两侧。保持架 113 将偶数个钢球 112 限定在同一平面内,而且该平面也通过联轴器中心点。

[0059] 作为一个可选的具体例子,本发明中的多个柱塞组件 10 可为球铰式柱塞组件,其由两端具有球头的球头连杆和柱塞组成,中间开有油孔,引入压力油润滑两端的球头,其结构与斜轴泵的柱塞组件相同。旋转斜盘 9 的右端均匀分布有中心点位于同一平面的多个球窝,柱塞组件 10 的球头端嵌入并通过回程盘 23 限定在旋转斜盘 9 的球窝中,柱塞组件 10 的柱塞端伸入到转子缸体 14 的柱塞孔中,柱塞组件 10 的个数与旋转斜盘 9 上球窝的个数以及转子上的柱塞孔的个数相等。等速万向联轴器 11 的中心点和旋转斜盘 9 上多个球窝的中心平面与主轴轴线的交点重合。

[0060] 在本发明中,如图 4-8 所示,壳体 1 的中间壳体与前端盖可为整体式结构,用铸铁铸造或者合金铝压铸而成,而后端盖 18 通过螺纹与中间壳体连接。当然也可以采用其他结构形式,比如中间壳体与前端盖为分体式,该前端盖和中间壳体通过螺纹连接在一起。整体式的强度高而加工难度大,后者则相反,各有优势。

[0061] 如图 4-7 所示,作为本发明的一个可选实施例,在实施例 1 中,本发明的轴向柱塞泵或马达能够进行变量调节,所述的旋转斜盘 9 可通过能同时承受径向力、轴向力和弯矩的斜盘轴承 8 嵌入一摆盘 7 中,该摆盘 7 通过摆盘轴承 2 支撑于壳体 1 上,该摆盘轴承 2 的转动轴线垂直于主轴轴线 41 并通过等速万向联轴器 11 的中心,即摆盘 7 只能在平行于主轴轴线 41 所在平面内绕等速万向联轴器 11 中心摆动;从而能够通过使摆盘 7 偏转来调节旋转斜盘 9 的倾斜角(即斜盘轴线 91 相对于主轴轴线 41 的倾斜角),从而实现变量调节。在实施例 1 中,如图 4-7 所示,在所述摆盘 7 可上连接有调节该摆盘 7 偏转角度的变量调节机构,由于等速万向联轴器 11 把主轴 4 的旋转运动和力矩传递给绕斜盘轴线 91 转动的旋转斜盘 9,这样,通过变量机构驱动摆盘 7 摆动改变旋转斜盘 9 的倾角即可很方便的实现泵或马达的变量调节。

[0062] 如图 4-6 所示,在该实施例 1 中,摆盘 7 为上下两个不完整的圆柱面,通过摆盘轴承 2 支撑在壳体 1 上,右端有阶梯形内圆柱面,供嵌入斜盘轴承 8。作为变量调节机构的一个例子,如图 6- 图 7 所示,变量调节机构可为耳轴式外变量调节,其包括连接于摆盘 7 上的耳轴 24 和驱动耳轴 24 转动的驱动机构,变量耳轴 24 的转动轴线与摆盘 7 的摆动轴线重合,从而通过外设驱动机构带动耳轴 24 旋转来实现变量调节。在该例子中,可在摆盘 7 的一侧通过螺纹件 27 安装有变量耳轴座 26,该变量耳轴 24 通过花键或者平键与耳轴座 26 周向固定连接从而将变量耳轴 24 安装在摆盘 7 上。这样,转动耳轴 24 就可以驱动摆盘 7 摆动,不但结构简单,也比较直观。作为变量调节机构的另一个例子,如图 4 所示,变量调节机构也可为变量油缸 28,该变量油缸 28 的活塞连接于摆盘 7 上,从而通过该活塞的伸缩来驱动摆

盘 7 偏转,从而实现变量调节。当然该变量调节机构还可以有很多其他方式,可以借用各种斜盘泵中的变量机构,只要能够通过该变量调节机构改变摆盘 7 的偏转角度即可,在此不再一一详述。

[0063] 如图 5-6 所示,在实施例 1 中的摆盘轴承 2 可为上下对称的两个月牙形滚针轴承,其转动轴线垂直于主轴 4 的轴线,并通过等速万向联轴器 11 中心。该轴承的外圈固定在壳体 1 的轴承座上,内圈固定在摆盘 7 左端的圆柱面上,或者与该圆柱面合二为一。该轴承的作用是将摆盘 7 所受推力传递到壳体 1 上,并减少摆盘 7 的摆动阻力。该轴承也可以是其他类型的轴承,比如滑动轴承等。

[0064] 本实施例 1 中,旋转斜盘 9 左端可设有喇叭口内孔,供主轴 4 通过,并在随摆盘 7 摆动时不与主轴 4 干涉,旋转斜盘 9 左端还有外圆柱面,用以安装斜盘轴承 8,旋转斜盘 9 右端平面有多个中心点位于同一平面的球窝,球窝个数通常为奇数个,如 5-11 个,旋转斜盘 9 右端中间为球形孔,并刻有沿主轴 4 方向的内球道,作为球笼式等速万向联轴器 11 的外圈。

[0065] 如图 8 所示,作为本发明的另一个实施例,在实施例 2 中,本发明的轴向柱塞泵或马达也可适用于定量泵,由于无需变量调节,实施例 1 中摆盘 7、摆盘轴承 2 以及变量机构均可以省略,将旋转斜盘 7 通过斜盘轴承 8 直接支撑在壳体 1 的斜面上,整个结构将非常简单紧凑。

[0066] 本发明中的重要摩擦面可经过镀膜或者涂膜处理,如镀二硫化钼,减少摩擦损失,提高效率和寿命。

[0067] 本发明中的斜盘支撑轴承 8 需要承受来自斜盘的轴向力,径向力和翻转力矩,因此可选用滚针/圆柱(锥)滚子推力轴承的组合轴承,也可以选用具有同样功能的其他类型的轴承或者组合轴承。

[0068] 在本发明中,如图 4-6 及图 8 所示,主轴 4 的前端带花键或者平键,与其他原动机或者工作机相连。主轴 4 中间有花键分别和等速万向联轴器 11 和转子缸体 14 作周向固定连接,带动旋转斜盘 9 和转子缸体 14 转动,传递扭矩。主轴 4 中间通过压簧挡圈 21 和压簧座支撑碟形压簧 19,压簧 19 也可以是柱状螺旋弹簧。弹簧的预压力通常采用剩余压力法计算,以保证转子缸体 14 和配油盘 15 之间的可靠密封为原则。为更方便的调节转子缸体 14 和配油盘 15 之间的压力,在主轴 4 右端开有油孔和径向油道,从泵体外引入压力油作用在转子缸体 14 右端面上,调节外接压力油压力,就可以调节转子缸体 14 和配油盘 15 之间的压力,以满足该泵在不同工况下有更高的总体效率。

[0069] 如图 4-6 及图 8 所示,本发明中的转子缸体 14 可为一圆柱体,沿周向均布有多个柱塞孔,与柱塞组件 10 的柱塞形成紧密的动配合。如图 5、图 8 所示,该转子缸体 14 的配油端面为球面,其与球面配油盘 15 紧密配合从而形成球面配合,具有良好的自定心作用。转子缸体 14 可由铜、球墨铸铁、铸钢、锻钢等材料制成,在柱塞孔内表面和配油球面作减摩耐磨处理,如嵌套或者镀层。考虑到旋转斜盘 9 中心需要安装等速万向联轴器 11,在小排量泵时其径向尺寸必然要增大,此时可将转子缸体 14 做成圆锥形,即左端直径比右端直径大,多个柱塞孔也呈锥形分布,其中,与柱塞组件 10 配合端(即图面中的左端)的柱塞孔孔心所在圆直径大于另一端(图面中的右端)的柱塞孔孔心所在圆直径。这样,就不必整体增大转子缸体 14 的直径,同时配油口直径可以减小。如图 4 所示,转子缸体 14 配油端面也可以是平面形式,加工容易。

[0070] 下面结合一个排量为 161/r, 额定压力为 35Mpa 的本发明实施例 1 所描述的变量泵的具体参数计算来进一步阐述本发明的结构尺寸特征。

[0071] 设该泵的柱塞个数为 7 个, 则每个柱塞的有效容积为 2.3ml, 活塞最大行程为 1.8-2.0cm, 则柱塞的直径为 12-13mm。柱塞中心所在圆周的直径决定于摆盘 7 的摆角。根据经验选择摆角为 20 度, 可计算得到柱塞中心所在圆周的直径应当为 56mm。转子缸体 14 的外径为 75mmx40mm。该泵的输出额定扭矩为 89Nm, 采用普通钢材料的动力轴 (主轴 4) 的直径在 15-20mm 即可。考虑到等速万向联轴器 11 本身的强度, 尺寸与角度限制、以及动力轴的强度和刚度, 将转子缸体 14 做成锥形, 转子大端直径为 82mm, 小端直径为 72mm, 旋转斜盘 9 的直径为 85mm, 摆盘 7 的直径为 100mm, 则整个泵的尺寸为 120mmx150mm (不含轴端伸出长度)。很显然, 该泵的尺寸和重量要比同排量的斜盘泵小, 更比斜轴泵小很多。

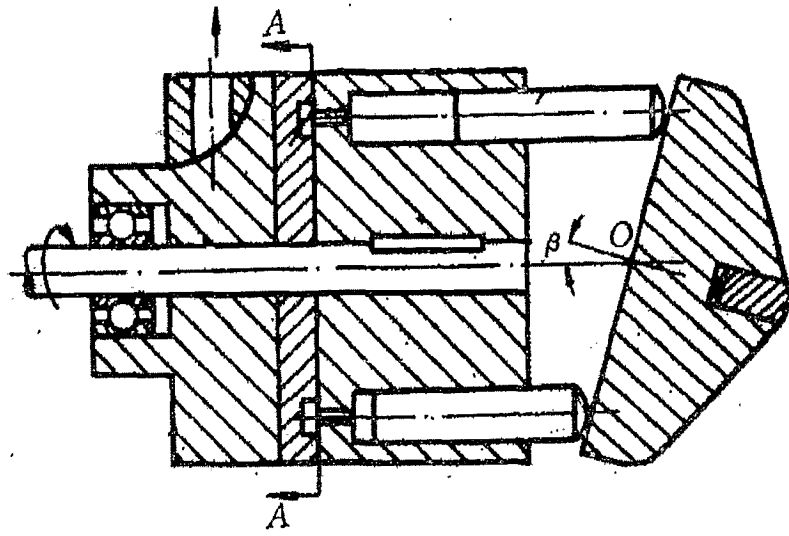


图 1

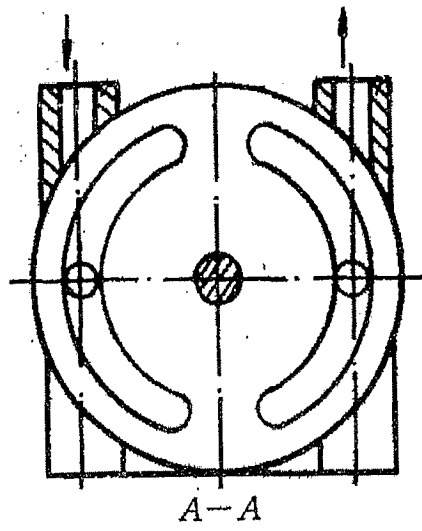


图 2

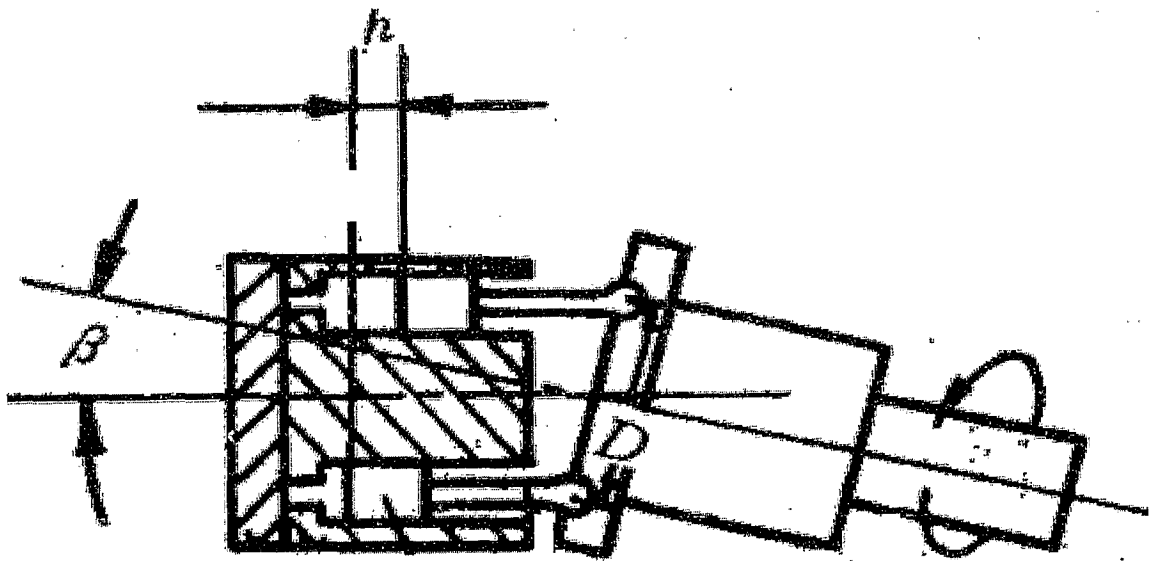


图 3

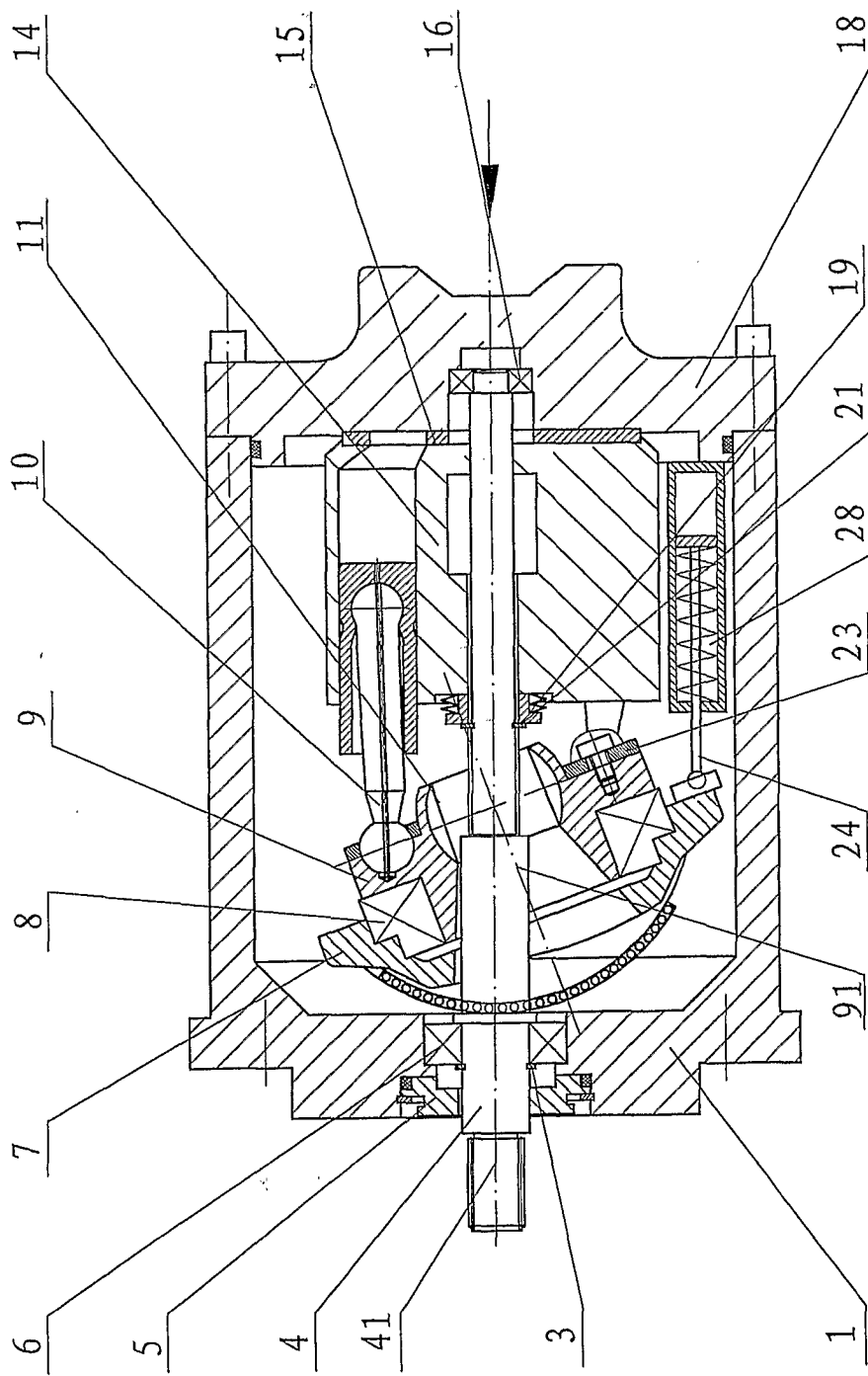


图 4

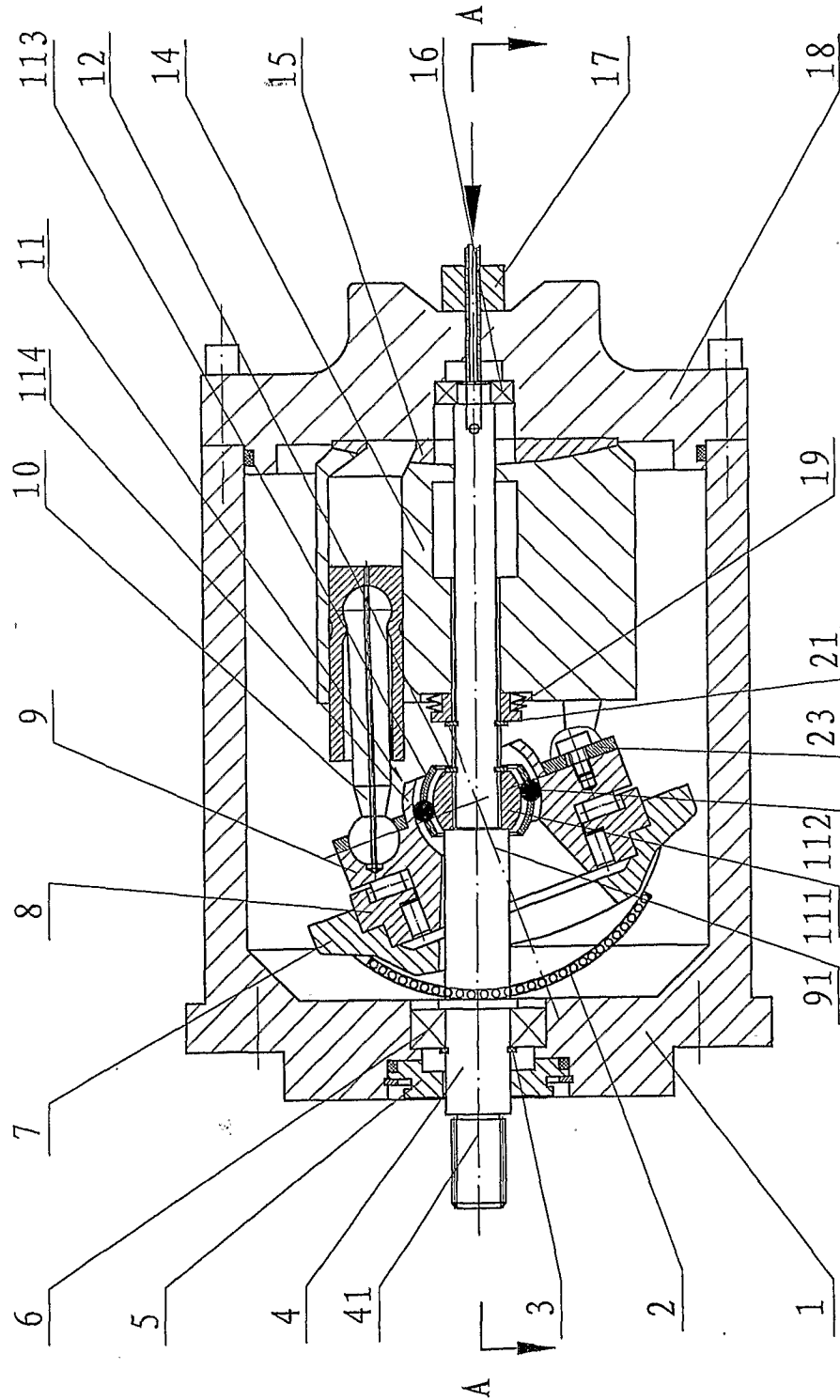


图 5

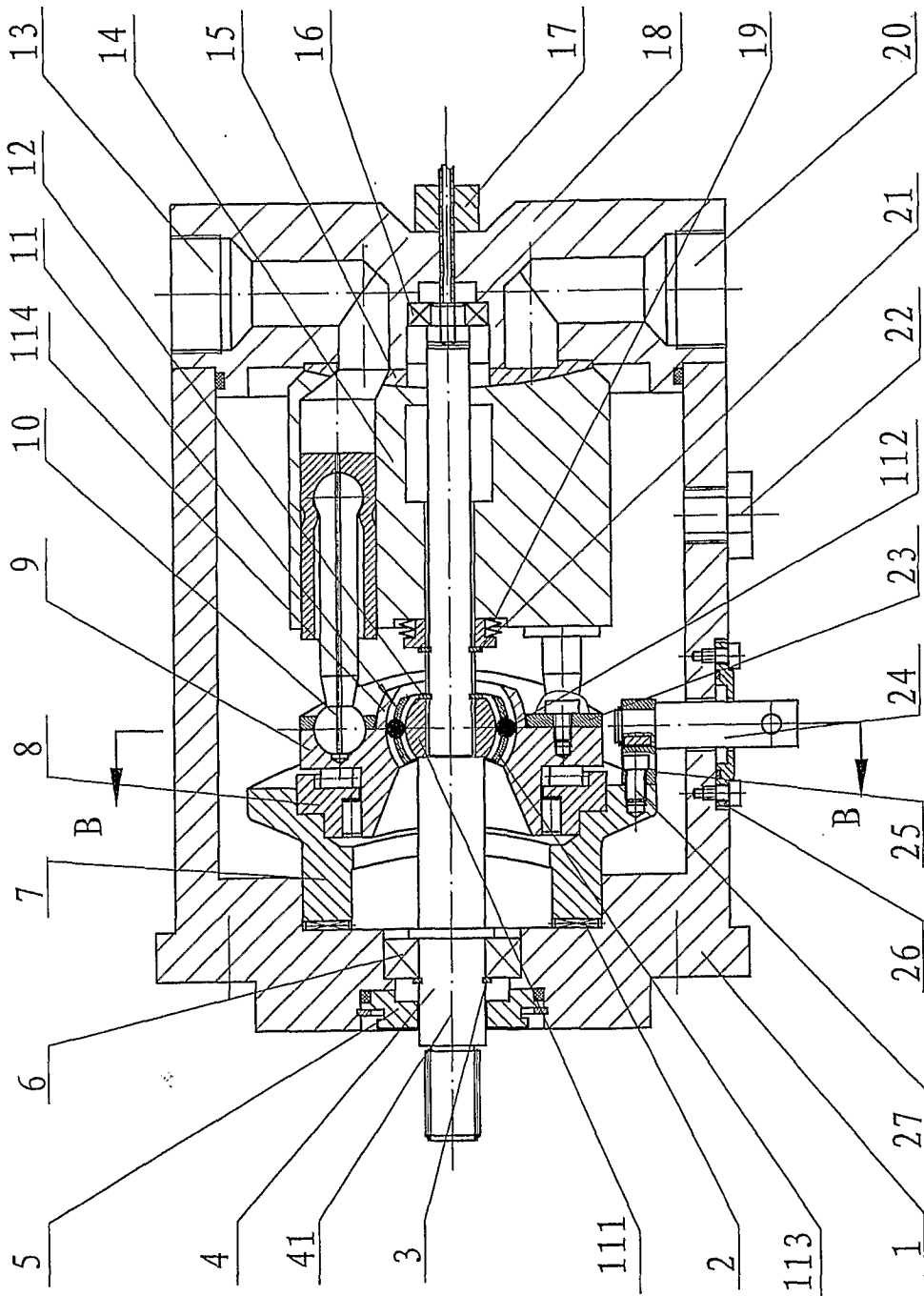


图 6



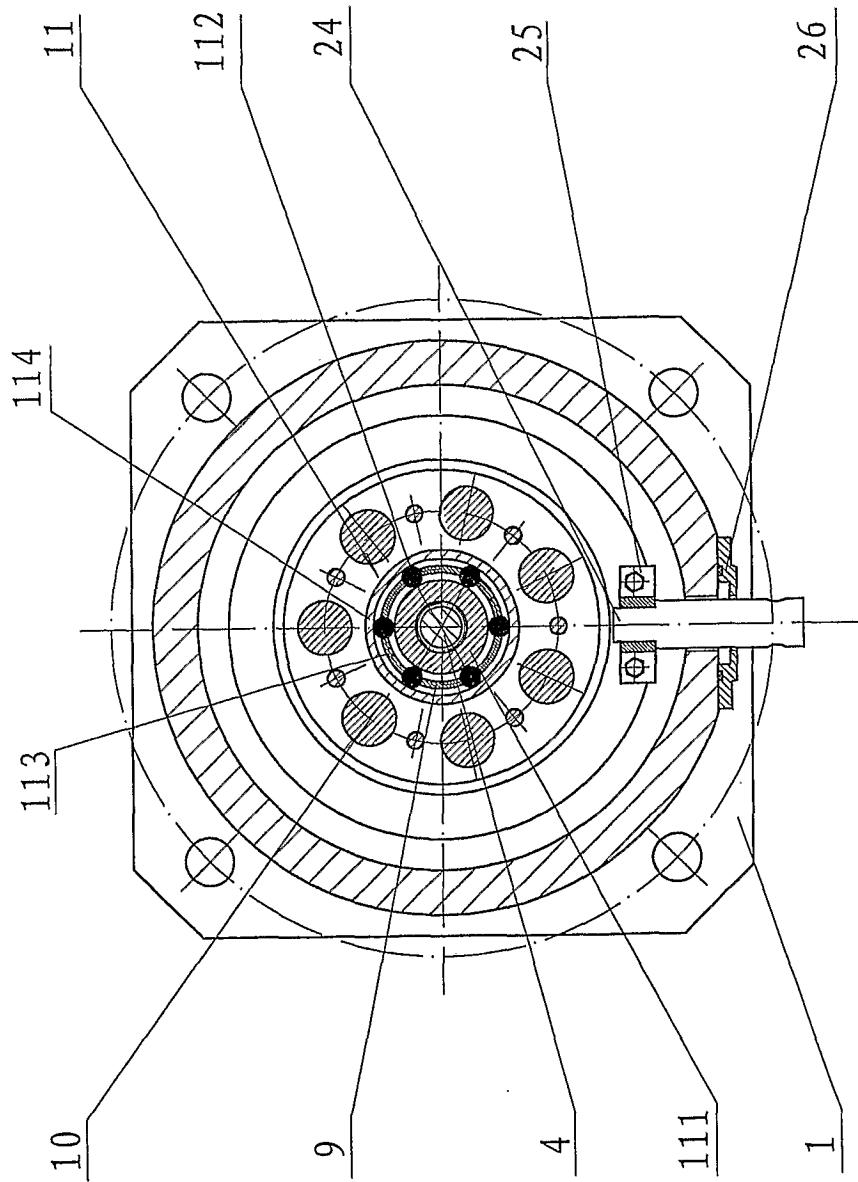


图 7

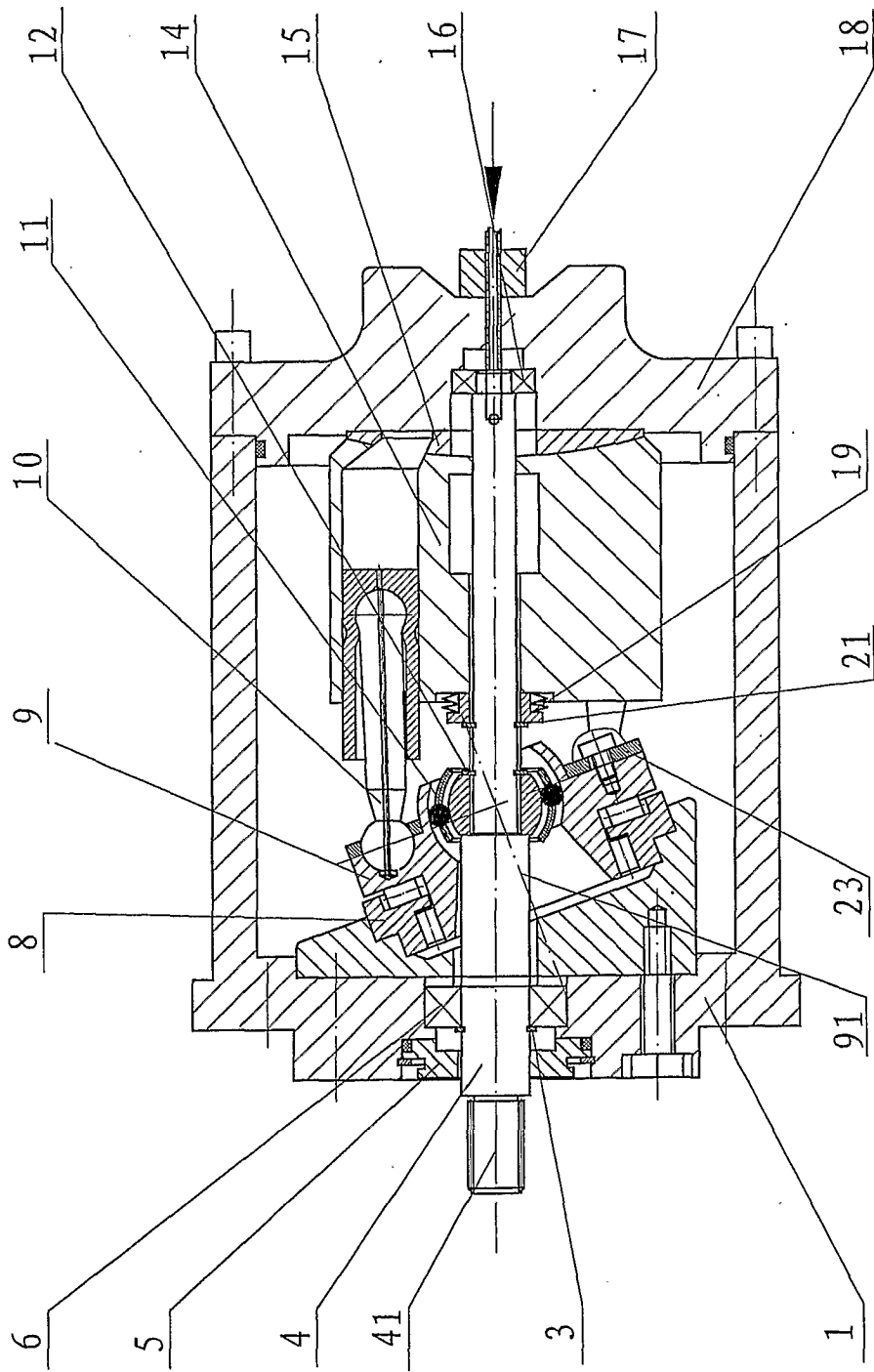


图 8

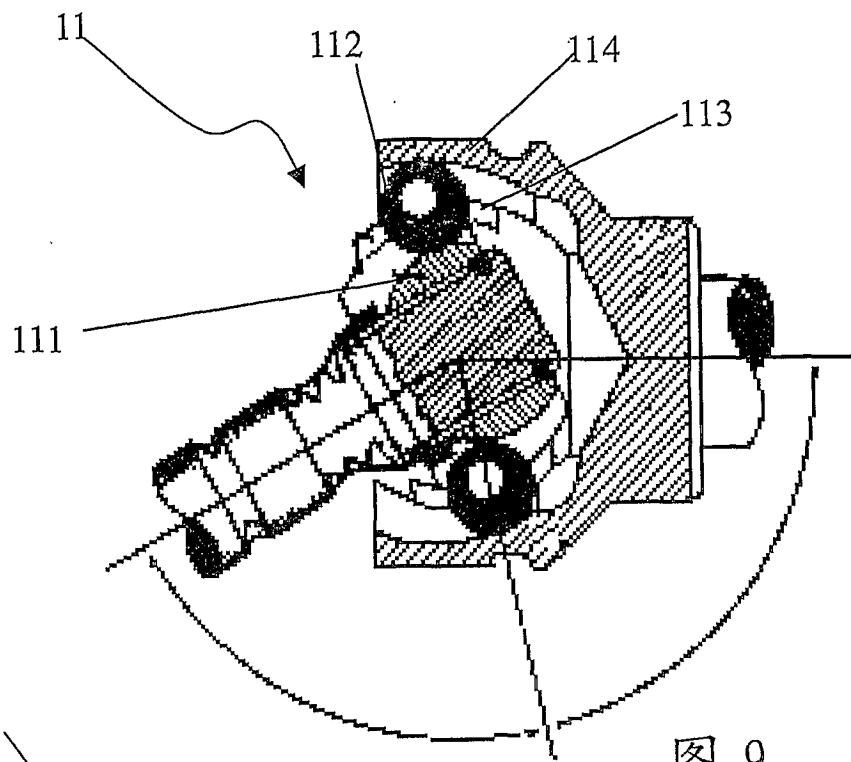


图 9

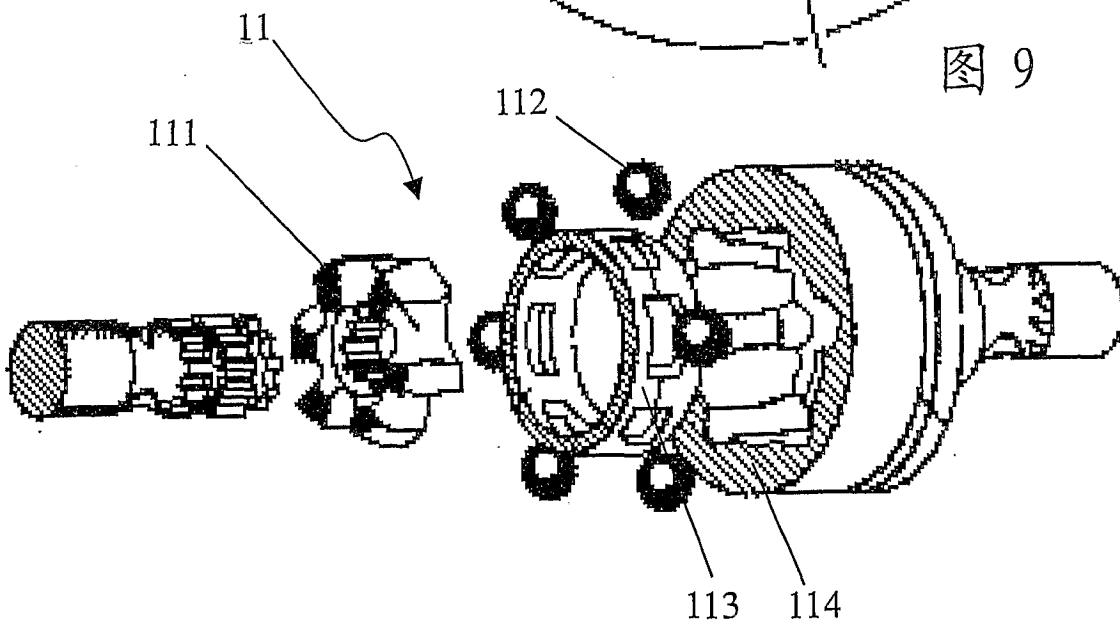


图 10