(12) 按照专利合作条约所公布的国际申请

(19) 世界知识产权组织
国 际 局

(43) 国际公布日
2015 年 10 月 15 日 (15.10.2015)

WIPO | PCT

(10) 国际公布号
WO 2015/154645 A1

(51) 国际专利分类号:
F04C 2/40 (2006.01)

(21) 国际申请号: PCT/CN2015/075934

(22) 国际申请日: 2015 年 4 月 5 日 (05.04.2015)

(25) 申请语言: 中文

(26) 公布语言: 中文

(30) 优先权:
201420169067.3 2014 年 4 月 9 日 (09.04.2014) CN
201420233783.3 2014 年 5 月 8 日 (08.05.2014) CN
201420605560.5 2014 年 10 月 18 日 (18.10.2014) CN
201420773442.5 2014 年 12 月 8 日 (08.12.2014) CN

(72) 发明人; 及
(71) 申请人 : 汤斌 (TANG, Bin) [CN/CN]; 中国山东省淄博桓台县少海路海圣春天 16-3-502, Shandong 256400 (CN)。

(74) 代理人: 深圳市金笔知识产权代理事务所（特殊普通合伙） (SHENZHEN GOLDEN PEN INTELLECTUAL PROPERTY AGENCY （SPECIAL GENERAL PARTNER）); 中国广东省深圳罗湖笋岗路华凯大厦 1405, Guangdong 518000 (CN)。

(81) 指定国 (除另有指明，要求每一种可提供的国家保护): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW。

(84) 指定国 (除另有指明，要求每一种可提供的地区保护): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), 欧亚 (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), 欧洲 (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG)。

本国际公布:
— 包括国际检索报告(条约第 21 条(3))。

(54) Title: ECCENTRIC MOVABLE VANE PUMP

(54) 发明名称 : 偏心活动叶片泵

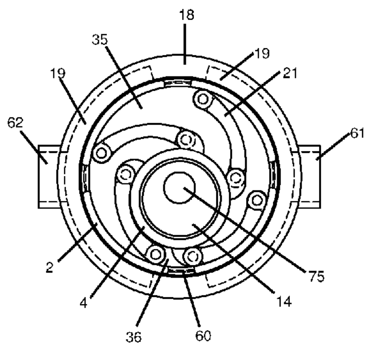

图 26 / Fig.26

(57) Abstract: An eccentric movable vane pump, comprising a cylinder (1), a first rotor (2), a second rotor (4) and movable vanes (21); the first rotor (2) and the second rotor (4) are eccentrically disposed; the number of the movable vanes (21) is greater than or equal to 2; one end of a movable vane (21) is rotatably connected to the first rotor (2), and the other end is rotatably connected to the second rotor (4); the first rotor (2) is disposed on a main shaft (11); and an expansion area and a compression area on the cylinder (1) corresponding to a space between neighboring movable vanes (21) are respectively provided with a fluid inlet (61) and a fluid outlet (62). The pump has a simple structure, high efficiency, low cost, multiple working conditions, good stability and a long service life, can work at a high speed and in a superspeed range without being sealed by a resilient device, and has little radial impact during operation.

(57) 摘要:

[见续页]

WO 2015/154645 A1

一种偏心活动叶片泵，包括缸体（1），第一转子（2），第二转子（4）和活动叶片（21），第一转子（2）与第二转子（4）偏心设置，活动叶片（21）的数量大于等于 2 个，第一转子（2）与活动叶片（21）的一端转动连接，另一端与第二转子（4）转动连接；第一转子（2）设置在主轴（11）上；在缸体（1）上对应于相邻的活动叶片（21）之间空间的膨胀区域及压缩区域分别设置有流体入口（61）和流体出口（62）。所述泵具有结构简单、效率高、成本低、多工况、稳定性高和寿命长的优点，且无需弹性装置密封也能在高速及超高速范围内工作，工作时径向冲击小。

说明书

发明名称: 偏心活动叶片泵

[1] 技术领域

[2] 本发明涉及一种偏心活动叶片泵，尤其是一种可变容积式偏心活动叶片泵，可用于真空泵，压缩机泵，水泵，汽车涡轮增压器，燃机内燃机，风机，水力发动机，蒸汽透平泵,推进器及无级液力耦合器等领域。

[3] 背景技术

[4] 现在可变容积泵主要为活塞泵和滑片泵，它们都采用了摩擦密封的原理，所以导致摩擦片容易磨损，密封效果不佳，工作寿命及效率都不高，但，加工精度要求高。摩擦片处于高速工作时由于弹簧弹性弹力，频率，工作流体压力，压差等工况影响，会导致设备产生效率有很大波动，故工作范围窄，不能用于高速，高压，大流量等高要求工况下使用，同时该类型可变容积泵的有效容积率低。

[5] 离心泵是靠叶轮带动液体工质高速回转，而把机械能传递给所输送的液体工质；容积泵是靠工作部件的运动造成工作容积周期性地增大和缩小而吸排液体，并靠工作部件的挤压而直接使液体的压力能增加；喷射泵是靠工作流体产生的高速射流引射液体，然后再通过动量交换而使被引流液体的能量增加。

[6] 离心泵和喷射泵都是流速型开式能量交换，容积泵则是容量型闭式能量交换。在同等功率密度比的条件下，从工作方式来看三种机械的能量利用率，容积泵的能量利用率应该最高，其次是离心泵，再次是喷射泵。

[7] 泵工作的能量利用率取决于机械能量传导损耗，工质液体摩擦损耗，工质液体泄漏等因素。目前高效率泵的材料昂贵，结构极其复杂和体积庞大。

[8] 传统容积泵（柱塞泵，气动隔膜泵）则是通过曲柄连杆结构使活塞式工作容积发生变化，容积泵可通过机械零部件之间的间隙尺寸和添加密封件方式有效解决工质液体泄漏问题，最优化的容积泵泵效率设计可以达到90%以上。但由于传统容积泵的曲柄连杆滑块结构的局限性，相对离心泵而言，容积泵实现宽范围扬程和宽范围流量的工作效率与离心泵实现高效率代价一样，需要昂贵的材料

，极其复杂机械结构和庞大的机械体积。

[9] 发明内容

[10] 本发明的偏心活动叶片泵即可轻易控制工质泄漏，又能像离心泵那样实现宽范围扬程和宽范围流量的工作效率，并且具有较高的机械功率密度比，并且结构简单，高效率，低成本，多工况，高稳定性，长寿命，可无需的弹性装置密封也可在高速及超高速范围内工作，且工作时径向冲击小。可用于真空泵，压缩机泵，水泵，汽车涡轮增压器，燃机内燃机，风机，水力发动机，蒸汽透平泵，推进器及无级液力耦合器等领域。

[11] 本发明的技术方案是：提供一种偏心活动叶片泵，包括缸体，第一转子，第二转子和活动叶片，第一转子与第二转子偏心设置，所述的第一转子与活动叶片其中一端可转动连接，所述第二转子与所述的活动叶片一一对应，且数量大于等于2个；所述的活动叶片的另一端与第二转子可转动连接；第一转子设置在主轴上；在缸体上对应于相邻的活动叶片之间空间的膨胀区域及压缩区域分别设置有流体入口和流体出口。

[12] 作为对本发明的改进，在第二转子上还分别设置有固定叶片，相邻的固定叶片之间的空间体积发生周期性压缩和膨胀变化，从而固定叶片和缸体部件构成容积泵。

[13] 作为对本发明的改进，每一个固定叶片与其对应连接的第二转子通过定传动比机构连接，这样所述的固定叶片由旋转一周其旋转速度发生一次快慢转换的变化，变为固定叶片旋转一周其旋转速度发生多次快慢转换的周期变化，从而固定叶片在缸体内旋转一周发生多次压缩和膨胀过程，由此固定叶片旋转一周完成气体四冲程做功过程。

[14] 作为对本发明的改进，相邻的活动叶片与缸体之间的空间在旋转工作过程中，在该空间接近最大体积及由最大体积逐渐变小的过程中，在该空间对应的缸体上设置有复合气体通道，该复合气体通道由流体出口和流体入口共同构成，用于二冲程发动机。

[15] 作为对本发明的改进，相邻的固定叶片与缸体之间的空间在旋转工作过程中，在该空间接近最大体积及由最大体积逐渐变小的过程中，在该空间对应的缸

体上设置有复合气体通道，该复合气体通道由流体出口和流体入口共同构成，用于二冲程发动机。

[16] 作为对本发明的改进，相邻活动叶片的空间在旋转过程中，该空间体积膨胀区域及体积压缩区域对应的缸体上设置有气门机构，该气门机构在该空间内气体处于压缩和膨胀时关闭而该空间处于进气和排气时打开，用于四冲程发动机。

[17] 作为对本发明的改进，所述的活动叶片的两侧面为曲面，其中一个侧面与第一转子壁面重合，另一个侧面与第二转子壁面重合。

[18] 作为对本发明的改进，活动叶片与第一转子和第二转子可转动连接方式为轴孔式连接方式或柔式连接方式。

[19] 作为对本发明的改进，当第二转子的数量大于等于2时，在第二转子上还设置有弧形群部，对应于相邻活动叶片转动连接的第二转子上的弧形群部相互嵌套，所述的相邻活动叶片之间的容积空间通过相互嵌套的弧形群部与相邻的第二转子之间的间隙隔离。

[20] 作为对本发明的改进，在第一转子上对应于相邻活动叶片之间的环形壁面的上下部分分别设置转子流体入口和转子流体出口；缸体流体入口和缸体流体出口与转子流体入口和转子流体出口对应设置在缸体的上下部分；当转子流体入口和缸体流体入口贯通时或转子流体出口和缸体流体出口时流体进入或排出相邻活动叶片之间的容积空间。

[21] 作为对本发明的改进，所述的转子流体入口和所述的转子流体出口上设置有受控阀门，受控阀门由流体压力差，离心力，动力，磁力，弹性作用力中的一种力或两种以上的合力控制。

[22] 作为对本发明的改进，低压流体通过缸体流体入口进入容积空间，低压流体在容积空间内增压后通过缸体流体出口排出构成增压泵；高压流体通过缸体流体入口进入容积空间，高压流体在容积空间内释放压力后通过缸体流体出口排出构成减压泵；或者低压流体通过转子流体入口进入容积空间，低压流体在容积空间内增压后通过转子流体出口排出构成了增压泵；高压流体通过转子流体入口进入容积空间，高压流体在容积空间内释放压力后通过转子流体出口排出

构成了减压泵。

[23] 作为对本发明的改进，在缸体上还设置有控制机构，控制机构改变与缸体流体入口和缸体流体出口的位置关系进而调整缸体流体入口和缸体流体出口的形状与尺寸面积；或者控制机构可改变受控阀门开关条件如受控阀门的开关起始位置，由此改变偏心活动叶片泵每旋转一周流体进入容积空间或由容积空间排出的体积。

[24] 作为对本发明的改进，当流体为液体时，设置有2个偏心活动叶片泵，其中一个为增压泵另一个为减压泵，流体先后流经增压泵和减压泵，在控制机构的作用下改变增压泵和减压泵每旋转一周流体进入增压泵和减压泵的体积，从而改变增压泵和减压泵的速度差可作为液力变矩器，无级变速器使用，当流体为气体时，设置有1个增压泵和1个减压泵和热交换室，且增压泵和减压泵同轴心固定连接，流体先后流经增压泵，热交换室和减压泵，可作为涡轮增压机，内燃机，燃气轮机，外燃机使用。

[25] 作为对本发明的改进，在第一转子上对应于相邻活动叶片之间的环形壁面上设置转子流体通道。

[26] 作为对本发明的改进，所述的转子流体通道上设置有阀门，阀门由流体压力差，离心力，动力，磁力，弹性作用力中的一种力或两种以上合力控制。

[27] 作为对本发明的改进，轨道机构由2个直径不等的环形导轨组成，2个环形导轨之间通过交叉轨道连接成一个闭合回路。其中设置在阀门上的转子或滑块作用在轨道机构上，当所述的转子或滑块作用在轨道机构的不同直径的轨道上时对应于阀门的开启或者闭合状态。

[28] 作为对本发明的改进，设置有可转动轨道机构的旋转机构，轨道机构转动时可改变轨道机构与第一转子之间的相对位置关系。

[29] 作为对本发明的改进，所述的偏心轴位于缸体的位置由偏心轴控制机构控制，偏心轴控制机构可改变偏心轴位于缸体上的位置从而改变第一转子和第二转子之间的偏心距。

[30] 作为对本发明的改进，所述的偏心轴控制机构由控制轴组成，控制轴偏心设置在偏心轴上且与第一转子偏心设置，控制轴可转动的设置在缸体上。

[31] 作为对本发明的改进，所述的缸体流体入口主要区域位于相邻的活动叶片之间空间处于膨胀阶段且该空间体积处于较大状态时对应缸体的区域。

[32] 作为对本发明的改进，所述的缸体流体出口主要区域位于相邻的活动叶片之间空间处于压缩阶段且该空间体积处于较大状态时对应缸体的区域。

[33] 本发明还提供一种偏心活动叶片泵，包括缸体，第一转子，第二转子和活动叶片，第一转子与第二转子偏心设置，所述第一转子与活动叶片其中一端可转动连接，活动叶片另一端上设有推杆，所述推杆在所述的第二转子上设置的滑道内滑动；所述的活动叶片数量大于等于2个；在缸体上对应于相邻的活动叶片之间空间的膨胀区域及压缩区域分别设置有流体入口和流体出口。

[34] 作为对本发明的改进，在第二转子上还分别设置有固定叶片，相邻的固定叶片之间的空间体积发生周期性压缩和膨胀变化，从而固定叶片和缸体部件构成容积泵。

[35] 本发明具有结构简单，高效率，低成本，多工况，高稳定性，长寿命的优点，可无需的弹性装置密封也可在高速及超高速范围内工作，且工作时径向冲击小。可用于真空泵，压缩机泵，水泵，汽车涡轮增压器，燃机内燃机，风机，水力发动机，蒸汽透平泵，推进器及无级液力耦合器等领域。

[36] 附图说明

[37] 图1是本发明的第二转子带滑道示意图。

[38] 图2是图1中活动叶片结构示意图。

[39] 图3是本发明的第二转子数量为4个时结构示意图。

[40] 图4是本发明的另一种形式的第二转子数量为4个时结构示意图。

[41] 图5是本发明的图4中活动叶片具体结构示意图。

[42] 图6是本发明的二冲程发动机结构示意图。

[43] 图7是本发明的带有气门机构的四冲程发动机示意图。

[44] 图8是本发明的带有固定叶片的容积泵内部结构示意图。

[45] 图9是本发明的带有定传动比机构的发动机示意图。

[46] 图10是本发明的弧形滑块及复合弧形滑块结构示意图。

[47] 图11是本发明的弧形滑块泵结构示意图。

[48] 图12是本发明的第二转子不同形式的结构示意图。

[49] 图13是本发明的另一种内部整体结构示意图。

[50] 图14是本发明的图13中的第一转子结构示意图。

[51] 图15是本发明的另一种第二转子结构示意图。

[52] 图16是本发明的4个带弧形群部的第二转子配合示意图。

[53] 图17是本发明的第一转子上下壁面分别设置有流体出口和流体入口的立体结构示意图。

[54] 图18是本发明的两个偏心活动叶片泵的组合示意图。

[55] 图19是本发明的第一转子设置有受控阀门的结构示意图。

[56] 图20是本发明的受控阀门的一种结构示意图。

[57] 图21是本发明的与受控阀门配合工作的控制机构滑道的结构示意图。

[58] 图22是本发明的一种整体结构示意图。

[59] 图23是本发明的一种第二转子和活动叶片连接结构示意图。

[60] 图24是本发明的一种第一转子与受控阀门装配结构示意图。

[61] 图25是本发明的组成控制机构的轨道结构示意图。

[62] 图26是本发明的带有控制轴的可变容积泵的结构示意图。

[63] 图27是本发明作为推进器时的整体结构示意图。

[64] 具体实施方式

[65] 图例说明：

[66] 缸体1；主轴11；轴承12；偏心轴14；支撑轴114；缸体盖15；控制轴16；隔离圈17；隔离带18；避空区19；

[67] 第一转子2；固定叶片20；活动叶片21；活动叶片内端部22；活动叶片外端部23；轴销231；避空232；转子轴孔24；坑道25；活动叶片推杆26；活动叶片避空27；

[68] 连接轴33；弧形滑块转子34；最大空间35；最小空间36；

[69] 第二转子4；第二转子的滑道45；

[70] 复合气体通道53；气门机构55；转子流体入口58；转子流体出口59；

[71] 转子流体通道60；缸体流体入口61；缸体流体出口62；控制机构63；受控阀门

65；

[72] 控制轴75；

[73] 轨道机构101；交叉轨道102；

[74] 实施例1

[75] 请参见图1和图2，图1是一种在第二转子4上间隔设置有4个环槽形滑道45的偏心活动叶片泵，包含有第一转子2（参考图4），4个活动叶片21（请见图2）与一个第二转子4。第二转子4与第一转子2偏心设置，第二转子4与缸体1同轴心设置，第一转子2 或第二转子4设置在主轴上。活动叶片21的外端部23下部与缸体1内壁贴近，活动叶片21的外端部23上部设置有推杆26，推杆26在第二转子4上的滑道45内滑动。且在推杆26和活动叶片21之间留有与第二转子4的位置避空27，滑道45对应的活动叶片外端部23可设置有弹性装置如弹簧弹片等以降低活动叶片在滑道45中移动的冲击力和振动。在本实施例中，主轴即可顺时针旋转工作也可逆时针旋转工作，可用于压力泵也可用于动力泵。在缸体1上设置有流体入口通道61及流体出口通道62。当偏心活动叶片泵旋转时，活动叶片21的径向及轴向旋转速度发生周期性变化，从而使相邻活动叶片21之间的空腔容积发生周期性变化，对应工质流入和排出过程。

[76] 当与推杆26对应作用的滑道45为设置在第二转子4上的径向滑道时，推杆26则为平板状结构，随着转子工作推杆26在滑道45内做径向往复运动，同时第一转子2数量为多个，与活动叶片21一一对应，第二转子4设置在主轴上。

[77] 实施例2

[78] 请参见图4和图5，偏心活动叶片泵内设置有4个活动叶片21(请见图5），活动叶片21内端部22分别与4个圆周平均分布在第一转子2的外壁上的转子轴孔24轴接，4个不同的第二转子4之间轴向同心排列。第一转子2固定在主轴11上。在活动叶片21外端部23上还设置有轴销231，轴销231与第二转子4的转子轴孔44轴接。活动叶片21上还设置有与不和该活动叶片21轴接的其它第二转子4的避空232，在偏心活动叶片泵工作时，活动叶片21外端部23未对应有第二转子4的部分和缸体1内壁贴近。在本实施例中，第一转子2和主轴11固定连接。偏心活动叶片泵可顺时针或逆时针工作。在缸体上设置有流体入口61及流体出口62。

[79] 实施例3

[80] 请参见图3，偏心活动叶片泵内设置有4个活动叶片21和4个第二转子4，每个第二转子4通过轴承轴向同心设置在偏心轴14上，偏心轴14与第一转子2偏心设置且固定设置在缸体1上，第一转子2通过轴承同轴心设置在缸体1上，第一转子2固定在主轴11上。每一个活动叶片21内端部22分别与圆周平均分布设置在第一转子2上的转子轴孔24轴接，每一个活动叶片21的外端部23分别与4个第二转子4上的转子轴孔44轴接，在相邻的活动叶片21之间对应的第一转子2壁面上设置有流体通道60，当流体通道60旋转至缸体1上的流体入口61及流通出口62位置时，流体被排出或吸入。本实施例中活动叶片21内端部22设置有轴销231及避空232，请参考图5。

[81] 在相邻活动叶片21与缸体1形成的空间在工作过程中处于压缩至较小空间时对应的缸体1位置或在第一转子2对应位置设置有油气门装置，在该空间压缩至一定程度时点燃油气混合物从而可用于内燃机。2个相同的本发明偏心活动叶片泵以180度设置在同一主轴上以消除偏心震动。多个偏心活动叶片泵串联工作时可作为多级压缩或膨胀偏心活动叶片泵，通过组合可作为燃气轮机工作。

[82] 实施例4

[83] 请参见图6，第一转子2上圆周平均分布有4个群部，每一群部上设置有转子轴孔24分别与活动叶片21内端部22轴接，活动叶片21外端部23又分别与设置在第二转子4上的转子轴孔44轴接，在第一转子2外壁上还分别设置有4个坑道25，在缸体1两个端面上设置有两个缸体盖15，在缸体盖15上设置有复合气体通道53，复合气体通道53由流体入口61和流体出口62共同构成，复合气体通道53贯穿缸体1。该复合气体通道53位于相邻的两个活动叶片21与缸体1之间的空间逐渐达到最大体积及由最大体积逐渐变小时与缸体盖15重合的区域。在本实施例中，所述的该空间气体被逐渐压缩至最小体积时在坑道25内设置火花塞点火引爆被压缩的油气混合物，产生的高温高压气体逐渐膨胀至复合气体通道53处，新鲜空气由其中一个复合气体通道53进入，而缸体内高温气体由另一个复合气体通道53排出。这样就完成了新鲜空气或油气混合物进气过程及燃烧后气体的排气过程，随着活动叶片21继续旋转该空间气体进入压缩环节。本实施例中相邻活

动叶片21之间空间旋转一周完成一次做功过程，是一种二冲程发动机，具备有高压缩（点火）-高膨胀-高效置换气效果。

[84] 实施例5

[85] 请参见图7，图7和图6结构基本一样，不同的是在第一转子2上设置有多个气体通道60，气体通道60的开闭由一个气门机构55控制。当相邻活动叶片21的空间处于排气及进气状态时气门机构55打开气体通道60，气门机构55可以是电控或皮带轮与凸轮轴方式组成。本实施例作为发动机时做功一次完成4个过程，是一种四冲程发动机。

[86] 实施例6

[87] 请参见图8，图8中4个第二转子4上分别单独设置有一个固定叶片20，随着第一转子2的转动，相邻固定叶片20之间的容积空间56发生周期性变化，从而由固定叶片20及泵体等构件组成一种容积泵，该容积泵同样可用于内燃机，压缩机等领域。

[88] 实施例7

[89] 请参见图9，图9中包含有2个活动叶片21及与之对应的2个第二转子4，每个第二转子4分别通过定传动比机构和2个固定叶片20连接，每个固定叶片上对称设置有2个扇叶，定传动比机构设定为齿轮机构，速比为1/2。当第二转子每转2圈时固定叶片20旋转了1圈，这样使得固定叶片20旋转一周其旋转速度发生2次快慢转换的周期变化，对应与固定叶片20在泵内旋转一周经过2次压缩和2次膨胀过程，固定叶片20旋转一周完成四冲程发动机的4个过程，本实施例作为四冲程内燃机时可无需气门结构也可作为常规泵类应用。

[90] 实施例8

[91] 请参见图10，图11。图10为转子的多种结构形式，一种是完整环形转子和弧形转子的复合结构，另一种是弧形转子固定在弧形转子与活动叶片21的连接轴33端面上。图11中设置有4个弧形滑块转子34作为第二转子4的水泵示意图。弧形滑块转子34内外弧面和设置在缸体1上的滑道内滑动。本实施例中缸体1上的流体通道5根据相邻活动叶片21也缸体之间的空间压缩的具体位置设定，本实施例中缸体1流体通道与法兰连接部分缸壁贯通，同时缸体1的内壁面还具有流体避

空通道。在本实施例中设置在第二转子4上的转子轴孔44用连接轴33取代作用，即采用轴代替轴孔设计同样在本发明的保护范畴内。

[92] 请参见图12，图12为第二转子4的多种形式，其中一种为第二转子4固定设置在与活动叶片21的连接轴33的端部的部分平面上，多个第二转子4依次径向同心设置在连接轴33的其他部分平面上。这种方式可获得较低成本且具有较好密封效果。一种为第二转子4群部上设置的轴孔44与活动叶片21轴接，群部的内壁面31与活动叶片21高度相同且与第二转子4外壁面重合，这种转子群部结构可获得更高的转子与活动叶片连接强度及密封效果。同时图15也同样揭示了设置在转子上的轴孔变更为轴时同样适用于发明保护范围，同时未就转子和活动叶片之间的连接有多种形式逐一说明。

[93] 在缸体1流体通道处轴向分布多个隔开受控阀门，可增加本发明偏心活动叶片泵的工作压力使用范围。

[94] 实施例9

[95] 请参见图13和图14，图13是一种偏心活动叶片泵示意图，图14 为图13中第一转子2的具体结构图，在第一转子2的上下端部可设置有与第一转子2一同旋转和活动叶片21上下端面齐平第一转子盖，或设置有和活动叶片21上下端面齐平的固定在缸体1上的缸体盖。在第一转子2上平均分布设置有4个贯通外部的流体通道60和4个与活动叶片21转动连接的轴孔。在图13中，偏心轴14通过与第一转子2同轴心的支撑轴114固定在缸体1上，缸体1固定在机架上。偏心轴14和第二转子4同轴心和第一转子2偏心设置。第一转子2和动力输入输出轴连接，通过轴承安装在机架上，也可通过轴承安装在支撑轴114上，4个第二转子4依次同轴心通过4个轴承串联安装在偏心轴14上，4个第二转子4的外圆壁面上分别设置有和活动叶片21轴接的轴/轴孔与4个活动叶片21的一端分别转动连接。4个活动叶片的另一端分别和平均分别设置在第一转子2内壁上的轴/轴孔转动连接。在缸体1上设置的缸体流体入口61和缸体流体出口62对应相邻活动叶片21之间的容积空间的压缩区域及膨胀区域。在本实施例中第一转子2和第二转子4都朝顺时针旋转。由于第二转子4和第一转子2为偏心设置，所以在第一转子2旋转时使和第二转子4转动连接的活动叶片21的端部的旋转速度发生周期性变化，同时以第一转子2

中心为轴心的径向位置发生周期性变化，从而使相邻活动叶片21之间的容积空间也发生周期性变化由此构成容积泵。

[96] 在图13中如设置有2个控制机构63旋转时可分别调整缸体流体入口61和缸体流体出口62的宽度及位置以调整偏心活动叶片泵每一转时的流体工作量

[97] 在本发明中活动叶片21和第一转子2及第二转子4转动连接方式可以是轴孔式刚性连接方式也可以是在连接部分采用软材料或弹性材料的柔性连接方式。

[98] 实施例10

[99] 请参见图15和图16，图15是在第二转子4上还设置有弧形群部，弧形群部可提高第二转子4和活动叶片21的连接强度及密封效果。图16为图15中4个带弧形群部的第二转子4配合工作的平面示意图。弧形群部的上下端面和缸体盖或第一转子盖齐平使工作流体不能流入多个第二转子4串联时产生的端面接触间隙，也可保护第二转子4内部的轴承及冷却液或润滑油。如图4所述，相邻的弧形群部相互嵌套使全部外侧的空间和内侧空间隔离，当采用弹性密封体时能获得很好密封效果。

[100] 实施例11

[101] 请参见图17，图17是在第一转子2的上下壁面分别设置有转子流体出口59和转子流体入口58的立体结构示意图。在转子流体出口59和转子流体入口58之间还设置有隔离圈17，隔离圈17设置在缸体1上。2个控制机构63旋转时可分别调整缸体流体入口58和缸体流体出口59的宽度及位置以调整偏心活动叶片泵每一转时的流体工作量。本实施例的优点是使缸体流体入口61和流体出口62通过隔离圈17分别设置在缸体的上下部分，增加了高压区和低压区的行程同时也可获得更好的流体入口与流体出口的隔离和密封效果。

[102] 实施例12

[103] 请参见图18，图18为2个偏心活动叶片泵的组合，其中一个偏心活动叶片泵为增压泵使低压流体进入偏心活动叶片泵后压力增加后排出，另一个偏心活动叶片泵为减压泵使高压流体进入偏心活动叶片泵后压力降低后排出。当流体为气体时增压泵和减压泵的第一转子和偏心轴都分别固定连接，可作为涡轮增压器，燃气轮机，内燃机等用途。当流体为液体使通过控制机构调整流体的进入

增压泵和减压泵的体积可作为无级液力耦合器等用途。

[104] 实施例13

[105] 请参见图19，图19和图17类似，但是在转子流体入口58和转子流体出口59上设置有位于第一转子2上的可转动受控阀门65。如图19所示，作为增压泵时，转子流体入口58上的受控阀门65在第一转子2内侧处于负压时朝内侧转动而转子流体出口59上的受控阀门65在第一转子2内侧处于正压时朝外侧转动。作为减压泵时，在该受控阀65对应的容积空间由最小体积逐渐增加时，转子流体入口58上的受控阀门被控制机构63作用下朝外侧转动；而第一转子2内侧压力接近减压泵低压端压力时转子流体出口59上的受控阀门被控制机构63作用下朝内侧转动。受控阀门65由流体压力差，离心力，动力，磁力，弹性作用力中的一种力或两种以上的合力控制。

[106] 实施例14

[107] 请参见图20，图21，图20是图实施例5中受控阀门65与控制机构63通过凸轮方式作用情况下的一种结构示意图，该结构下受控阀门65可被位置控制机构受控转动；图21是与受控阀门65配合工作的位置控制机构的一种示意图。当改变控制机构63的滑道曲线变化时即可改变受控阀门65的开关位置从而调整实际工作流体的体积。

[108] 受控阀门65也可是径向滑动开关方式。在受控阀门65上还可设置有弹性补偿装置使的滑动摩擦部分出现损耗时也不影响实际工作。控制机构对受控阀门65作用时还可采用电磁力方式。在本实施例中尤其是减压泵在采用了受控阀门65的应用中可极大的降低高低压端的泄漏损失和密封摩擦损失，极大的降低了零部件的加工精度。在流体为气体情况下还可避免啸气和喘振的发生。当增压泵和减压泵组成内燃机作用时，配合燃烧室油气控制技术，值班火焰在内的燃烧技术，尾气催化净化技术，歧管富氧催化技术等可获得更低尾气排放，更高的燃油效率。

[109] 实施例15

[110] 请参见图22，图22和图13基本一样，为含增加了缸体1及缸体流体通道的结构示意图。图23是图22的第二转子4和活动叶片装配结构示意图。请参见图24，

图24为第一转子2及带凸轮推杆的阀门65的结构示意图。在阀门65上设置有凸轮推杆656。在第一转子2上平均分布有4个转子流通通道60，每个转子流体通道60对应设置有阀门65，阀门65由凸轮机构655控制。在本实施例中，凸轮机构655由凸轮推杆656和凸轮657构成，凸轮推杆656随着凸轮657作用面的变化而开启或关闭阀门65。

[111] 图25为轨道机构101结构示意图。轨道机构101具有2个不同直径的轨道，2个不同直径的轨道通过交叉轨道102连接形成一个封闭的回路，即与轨道机构101作用且控制阀门65开启或闭合的转子或滑块处于其中一个轨道经过交叉轨道102后只能进入另一个轨道，对应于阀门65开启至闭合或闭合至开启的动作状态。交叉轨道102上还可设置有导槽或导道或弹性机构等机构以辅助限制在轨道机构101上的滑块或转子的换轨动作。当滑块或转子处于轨道机构101的其中一个轨道时对应受控阀门65的开启状态，而当滑块或转子处于轨道机构101的其中另一个轨道时对应阀门65的关闭状态，而当滑块或转子处于交叉轨道102时对应阀门65的由开启至关闭或由关闭至开启的状态。本实施例做为四冲程发动机使用。其中轨道机构101中2种轨道使受控阀门65得开启和关闭对应发动机的压缩和膨胀状态。

[112] 在轨道机构101上设置有旋转机构111，旋转机构111可转动轨道机构101，当旋转机构111动作时，轨道机构101与第一转子2及阀门65之间的相对位置关系发生改变，对应于阀门65的开启状态的起始位置，结束位置及闭合状态的起始位置，结束位置改变，从而可改变进气量，压缩比及膨胀比。

[113] 实施例16

[114] 请参见图26，图26为增加了控制轴75的可变容积泵结构示意图。图26中隔离带18隔离缸体高低压区域，避空区19和对应的缸体流体入口61或缸体流体出口62连通。控制轴75与偏心轴14及第一转子2都为偏心设置，且可转动的设置在缸体1上，由控制机构控制其转动。控制机构可以是步进电机控制或者步进电机加丝杆连杆机构控制及其他控制机构控制。随着控制轴75转动偏心轴14和第一转子2之间的轴心距发生变化从而使得相邻活动叶片之间的最大空间25和最小空间26的差值发生变化从而改变容积泵每转时实际工作流体体积。本实施例中还可

增加控制轴75的调整机构以改变控制轴75的位置从而获得偏心活动叶片泵更佳的工作效果。本实施例可作为无级液力偶合器及无级液力变速器应用。

[115] 实施例17

[116] 请参见图27，图27为本发明偏心活动叶片泵作为推进器时结构示意图。图中第一转子2设置在缸体1上，第二转子4设置在偏心轴14上，活动叶片21及第一转子和第二转子都朝顺时针方向旋转，流体入口61位于相邻的活动叶片21之间空间处于膨胀阶段且该空间体积处于较大状态时的对应缸体1的区域，对应的流体出口62位于相邻的活动叶片21之间空间处于压缩阶段且该空间体积处于较大状态时的对应缸体1的区域。本实施例中第一转子2的流体通道60最大化，第一转子2为上下2片式圆片状结构且第一转子2无中间环形结构体。本实施例中推进器在工作状态下流体的流动方向和产生推力的活动叶片21的作用方向重合度高，且在流体通过推进器的过程中的正面阻力非常小从而可以获得高效高应用工况的推进器。可以应用在飞行器，航海船舶，潜艇等设施上。本实施例结构也可以作为风力发动机和水力发动机使用。

权利要求书

[权利要求 1]

1. 一种偏心活动叶片泵，包括缸体（1），第一转子（2），第二转子（4）和活动叶片（21），其特征在于，第一转子（2）与第二转子（4）偏心设置，所述的第一转子（2）与活动叶片（21）其中一端可转动连接，所述第二转子（4）与所述的活动叶片（21）一一对应，且数量大于等于2个；所述的活动叶片（21）的另一端与第二转子（4）可转动连接；第一转子（2）设置在主轴（11）上；在缸体（1）上对应于相邻的活动叶片（21）之间空间的膨胀区域及压缩区域分别设置有流体入口（61）和流体出口（62）。

2. 根据权利要求1所述的偏心活动叶片泵，其特征在于，在第二转子（4）上还分别设置有固定叶片（20），相邻的固定叶片（20）之间的空间体积发生周期性压缩和膨胀变化，从而固定叶片（20）和缸体（1）部件构成容积泵。

3. 根据权利要求2所述的偏心活动叶片泵，其特征在于，每一个固定叶片（20）与其对应连接的第二转子（4）通过定传动比机构连接，这样所述的固定叶片（20）由旋转一周其旋转速度发生一次快慢转换的变化，变为固定叶片（20）旋转一周其旋转速度发生多次快慢转换的周期变化，从而固定叶片（20）在缸体内旋转一周发生多次压缩和膨胀过程，由此固定叶片（20）旋转一周完成气体四冲程做功过程。

4. 根据权利要求1所述的偏心活动叶片泵，其特征在于，相邻的活动叶片（21）与缸体（1）之间的空间在旋转工作过程中，在该空间接近最大体积及由最大体积逐渐变小的过程中，在该空间对应的缸体（1）上设置有复合气体通道（53），该复合气体通道（53）由流体出口（62）和流体入口（61）共同构成，用于二冲程发动机。

5. 根据权利要求1或2所述的偏心活动叶片泵，其特征在于，相

邻活动叶片（21）的空间在旋转过程中，该空间体积膨胀区域及体积压缩区域对应的缸体（1）上设置有气门机构（55），该气门机构在该空间内气体处于压缩和膨胀时关闭而该空间处于进气和排气时打开，用于四冲程发动机。

6. 根据权利要求1所述的偏心活动叶片泵，其特征在于，所述的活动叶片（21）的两侧面为曲面，其中一个侧面与第一转子（2）壁面重合，另一个侧面与第二转子（4）壁面重合。

7. 根据权利要求1所述的偏心活动叶片泵，其特征在于，活动叶片（21）与第一转子（2）和第二转子（4）可转动连接方式为轴孔式连接方式或柔式连接方式。

8. 根据权利要求1所述的偏心活动叶片泵，其特征在于，在第二转子（4）上还设置有弧形群部，对应于相邻活动叶片（21）转动连接的第二转子（4）上的弧形群部相互嵌套，所述的相邻活动叶片（21）之间的容积空间（56）通过相互嵌套的弧形群部与相邻的第二转子之间的间隙隔离。

9. 根据权利要求1所述的偏心活动叶片泵，其特征在于，在第一转子（2）上对应于相邻活动叶片（21）之间的环形壁面的上下部分分别设置转子流体入口（58）和转子流体出口（59）；缸体流体入口（61）和缸体流体出口（62）与转子流体入口（58）和转子流体出口（59）对应设置在缸体（1）的上下部分；当转子流体入口（58）和缸体流体入口（61）贯通时或转子流体出口（59）和缸体流体出口（62）时流体进入或排出相邻活动叶片（21）之间的容积空间（56）。

10. 根据权利要求9所述的偏心活动叶片泵，其特征在于，所述的转子流体入口（58）和所述的转子流体出口（59）上设置有受控阀门（65），受控阀门（65）由流体压力差，离心力，动力，磁力，弹性作用力中的一种力或两种以上的合力控制。

11. 根据权利要求9所述的偏心活动叶片泵，其特征在于，低压

流体通过缸体流体入口（61）进入容积空间（56），低压流体在容积空间（56）内增压后通过缸体流体出口（62）排出构成增压泵；高压流体通过缸体流体入口（61）进入容积空间（56），高压流体在容积空间（56）内释放压力后通过缸体流体出口（62）排出构成减压泵；或者低压流体通过转子流体入口（58）进入容积空间（56），低压流体在容积空间（56）内增压后通过转子流体出口（59）排出构成了增压泵；高压流体通过转子流体入口（58）进入容积空间（56），高压流体在容积空间（56）内释放压力后通过转子流体出口（59）排出构成了减压泵。

12. 根据权利要求1或10所述的偏心活动叶片泵，其特征在于，在缸体（1）上还设置有控制机构（63），控制机构（63）改变与缸体流体入口（61）和缸体流体出口（62）的位置关系进而调整缸体流体入口（61）和缸体流体出口（62）的形状与尺寸面积；或者控制机构（63）可改变受控阀门(65)开关条件如受控阀门的开关起始位置，由此改变偏心活动叶片泵每旋转一周流体进入容积空间（56）或由容积空间（56）排出的体积。

13. 根据权利要求11或12所述的偏心活动叶片泵，其特征在于，当工作流体为液体时，设置有2个偏心活动叶片泵，其中一个为增压泵另一个为减压泵，流体先后流经增压泵和减压泵，在控制机构（63）的作用下改变增压泵和减压泵每旋转一周流体进入增压泵和减压泵的体积，从而改变增压泵和减压泵的速度差可作为液力变矩器，无级变速器使用，当流体为气体时，设置有1个增压泵和1个减压泵和热交换室，且增压泵和减压泵同轴心固定连接，流体先后流经增压泵，热交换室和减压泵，可作为涡轮增压机，内燃机，燃气轮机，外燃机使用。

14. 根据权利要求1所述的偏心活动叶片泵，其特征在于，在第一转子（2）上对应于相邻活动叶片（21）之间的环形壁面上设置转子流体通道（60）。

15. 根据权利要求14所述的偏心活动叶片泵，其特征在于，所述的转子流体通道（60）上设置有受控阀门（65），受控阀门（65）由流体压力差，离心力，动力，磁力，弹性作用力中的一种力或两种以上合力控制。

16. 根据权利要求15所述的偏心活动叶片泵，其特征在于，受控阀门（65）可转动的设置在第一转子（2）上。

17. 根据权利要求16所述的偏心活动叶片泵，其特征在于，受控阀门（65）的开启或闭合由凸轮机构（655）控制。

18. 根据权利要求16所述的偏心活动叶片泵，其特征在于，受控阀门（65）的开启或闭合由设置在缸体（1）或机架上的轨道机构（101）控制。

19. 根据权利要求18所述的偏心活动叶片泵，其特征在于，轨道机构（101）由2个直径不等的环形导轨组成，2个环形导轨之间通过交叉轨道（102）连接成一个闭合回路。其中设置在阀门（65）上的转子或滑块作用在轨道机构（101）上，当所述的转子或滑块作用在轨道机构（101）的不同直径的轨道上时对应于阀门（65）的开启或者闭合状态。

20. 根据权利要求18所述的偏心活动叶片泵，其特征在于，设置有可转动轨道机构（101）的旋转机构（111），轨道机构（101）转动时可改变轨道机构（101）与第一转子（2）之间的相对位置关系。

21. 根据权利要求1所述的偏心活动叶片泵，其特征在于，所述的第二转子(4)同轴心设置在偏心轴（14）上。

22. 根据权利要求21所述的偏心活动叶片泵，其特征在于，所述的偏心轴（14）位于缸体（1）的位置由偏心轴控制机构（141）控制，偏心轴控制机构（141）可改变偏心轴（14）位于缸体（1）上的位置从而改变第一转子（2）和第二转子（4）之间的偏心距。

23. 根据权利要求22所述的偏心活动叶片泵，其特征在于，所述的偏心轴控制机构（141）由控制轴（75）组成，控制轴（75）偏心设置在偏心轴（14）上且与第一转子（2）偏心设置，控制轴（75）可转动的设置在缸体（1）上。

24. 根据权利要求1所述的偏心活动叶片泵，其特征在于，所述的缸体流体入口（61）主要区域位于相邻的活动叶片（21）之间空间处于膨胀阶段且该空间体积处于较大状态时对应缸体（1）的区域。

25. 根据权利要求1所述的偏心活动叶片泵，其特征在于，所述的缸体流体出口（62）主要区域位于相邻的活动叶片（21）之间空间处于压缩阶段且该空间体积处于较大状态时对应缸体（1）的区域。

26. 根据权利要求1所述的偏心活动叶片泵，其特征在于，所述的偏心活动叶片泵构成推进器。

27. 根据权利要求26所述的偏心活动叶片泵，其特征在于，所述推进器是飞行器推进器或船舶推进器。

28.一种偏心活动叶片泵，包括缸体（1），第一转子（2），第二转子（4）和活动叶片（21），其特征在于，第一转子（2）与第二转子（4）偏心设置，所述第一转子（2）与活动叶片（21）其中一端可转动连接，活动叶片（21）另一端上设有推杆（26），所述推杆（26）在所述的第二转子（4）上设置的滑道（45）内滑动；所述的活动叶片数量大于等于2个；在缸体（1）上对应于相邻的活动叶片（21）之间空间的膨胀区域及压缩区域分别设置有流体入口（61）和流体出口（62）。

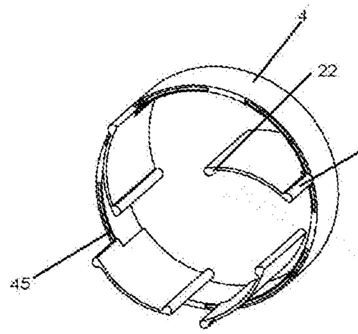

图 1

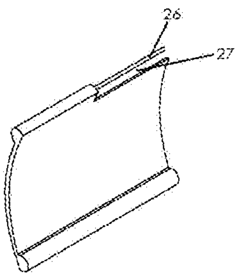

图 2

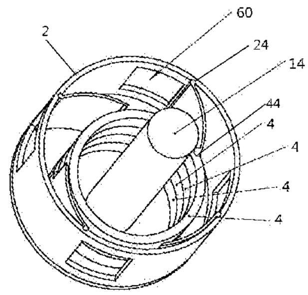

图 3

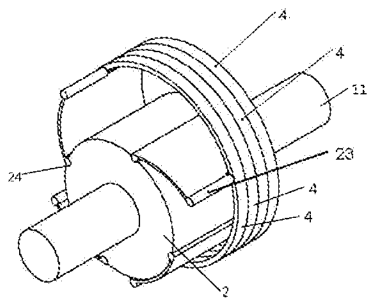

图 4

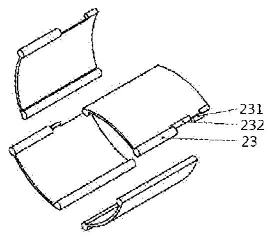

图 5

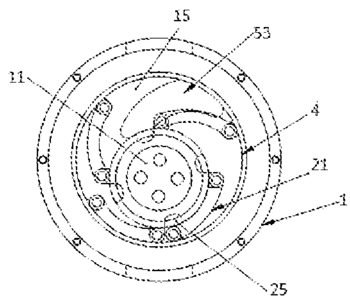

图 6

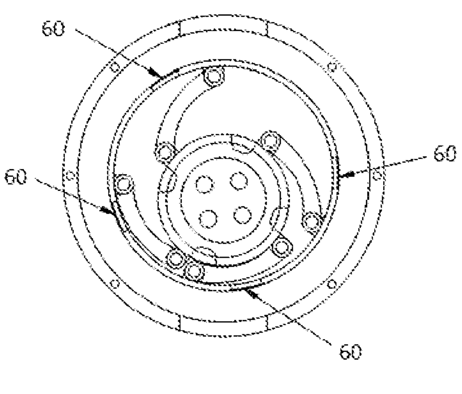

图 7

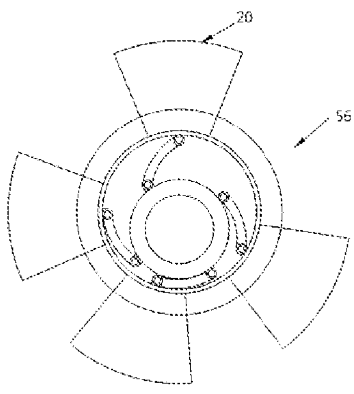

图 8

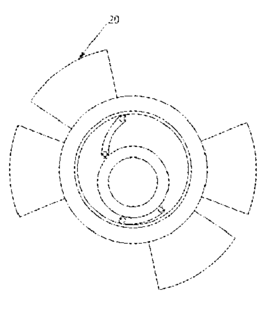

图 9

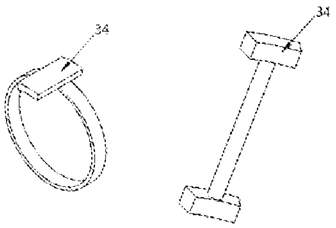

图 10

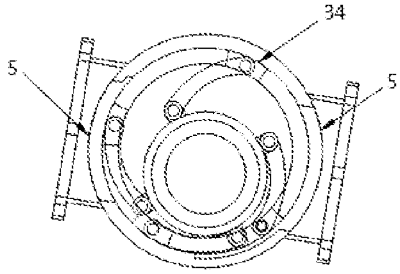

图 11

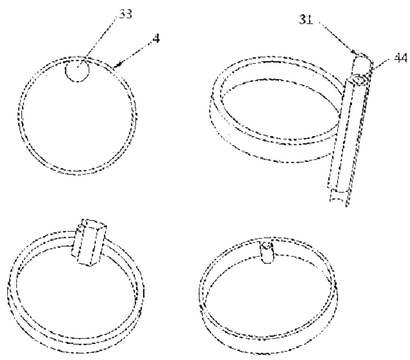

图 12

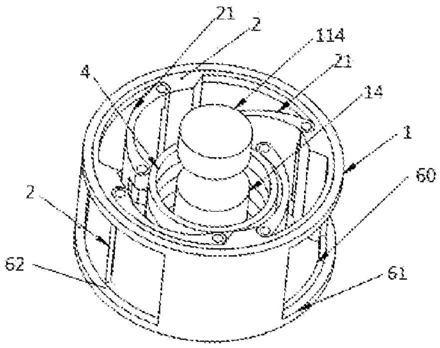

图 13

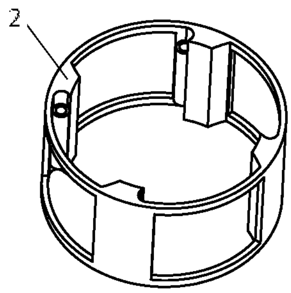

图 14

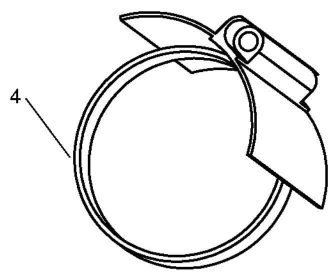

图 15

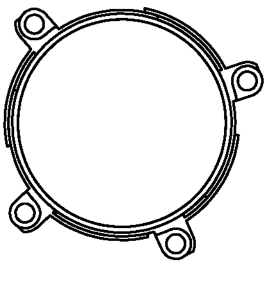

图 16

58
2

图 17

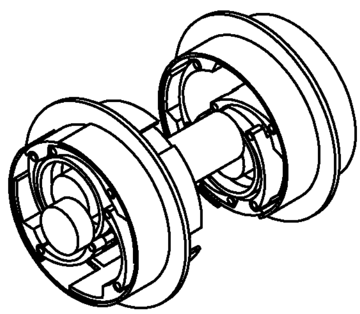

图 18

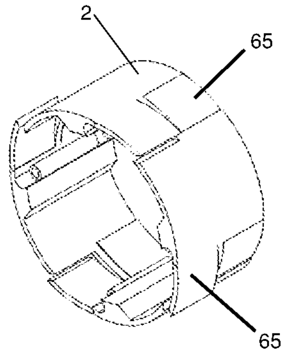

图 19

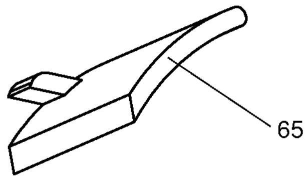

图 20

图 21

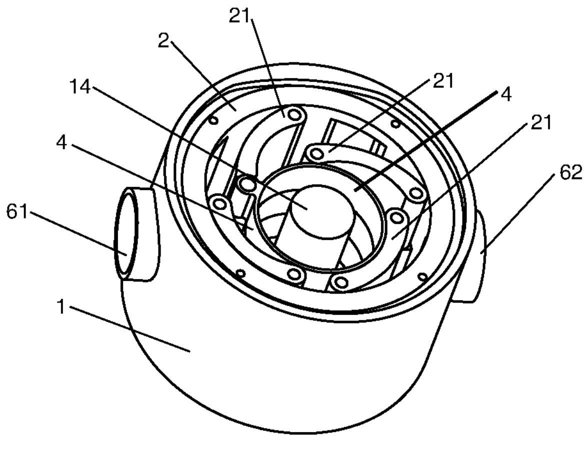

图 22

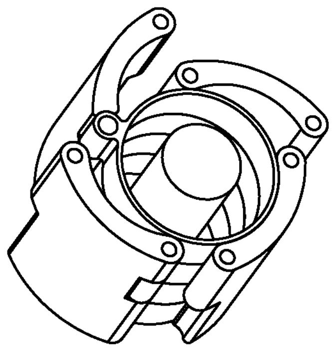

图 23

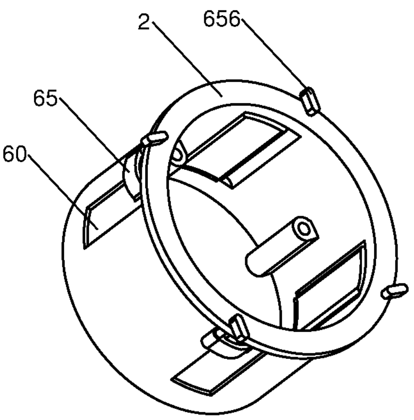

图 24

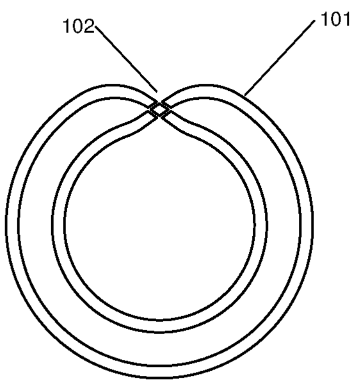

图 25

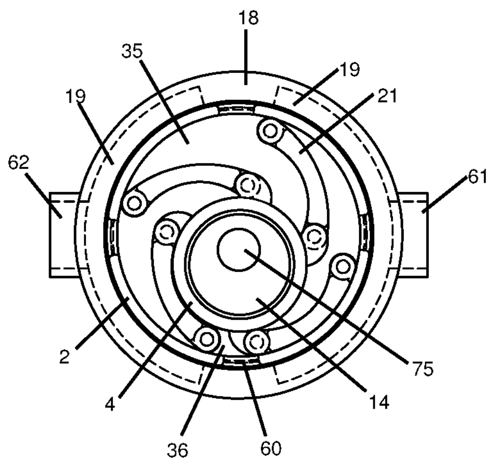

图 26

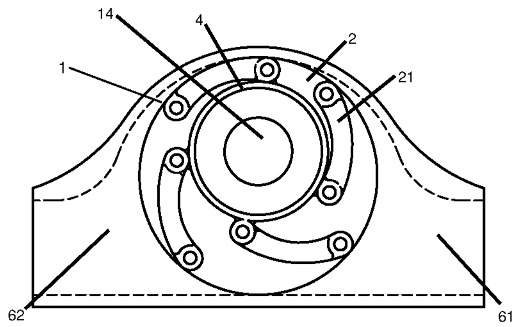

图 27

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/CN2015/075934

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F04C 2/40 (2006.01) i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F04C

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

CNABS, DWPI, SIPOABS, CNKI : pump, eccentric, vane, displace+, rotor, flow w rate, change, variable, volume, speed

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	CN 102536805 A (ZHANG, Hongling) 04 July 2012 (04.07.2012) the description, paragraph [0008] and figure 1	1-28
A	CN 1954150 A (MATSUSHITA ELECTRIC IND CO LTD) 25 April 2007 (25.04.2007) the whole document	1-28
A	US 5518380 A (JIDOSHA KIKI CO) 21 May 1996 (21.05.1996) the whole document	1-28
A	US 2002085923 A1 (UNISIA JKC STEERING SYS CO LTD) 04 July 2002 (04.07.2002) the whole document	1-28
A	JP 3441100 B2 (JIDOSHA KIKI CO LTD) 25 August 2003 (25.08.2003) the whole document	1-28
A	DE 19942466 A1 (JIDOSHA KIKI CO) 16 March 2000 (16.03.2000) the whole document	1-28

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C. ☒ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&"document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search	Date of mailing of the international search report
29 June 2015	08 July 2015

Name and mailing address of the ISA	Authorized officer
State Intellectual Property Office of the P. R. China No. 6, Xitucheng Road, Jimenqiao Haidian District, Beijing 100088, China Facsimile No. (86-10) 62019451	HU, Chunyan Telephone No. (86-10) 62084318

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International application No.
PCT/CN2015/075934

Patent Documents referred in the Report	Publication Date	Patent Family	Publication Date
CN 102536805 A	04 July 2012	None	
CN 1954150 A	25 April 2007	US 2007217937 A1	20 September 2007
		KR 20070038459 A	10 April 2007
		US 7632084 B2	15 December 2009
		WO 2006013761 A1	09 February 2006
		JP 4846586 B2	28 December 2011
US 5518380 A	21 May 1996	JP 2932236 B2	09 August 1999
		JP H07243385 A	19 September 1995
US 2002085923 A1	04 July 2002	US 6619928 B2	16 September 2003
		JP 3861594 B2	20 December 2006
		JP 2002188579 A	05 July 2002
		DE 10161296 A1	12 September 2002
JP 3441100 B2	25 August 2003	JP H06200883 A	19 July 1994
DE 19942446 A1	16 March 2000	JP 2000087877 A	28 March 2000
		US 6155797 A	05 December 2000

国际检索报告

国际申请号
PCT/CN2015/075934

A. 主题的分类

F04C 2/40(2006.01)i

按照国际专利分类(IPC)或者同时按照国家分类和IPC两种分类

B. 检索领域

检索的最低限度文献(标明分类系统和分类号)

F04C

包含在检索领域中的除最低限度文献以外的检索文献

在国际检索时查阅的电子数据库(数据库的名称，和使用的检索词（如使用）)

CNABS, DWPI, SIPOABS, CNKI: 泵，偏心，叶片，转子，可变，容积，流率，流速，pump,vane,displace+,rotor,flow w rate,change

C. 相关文件

类 型*	引用文件，必要时，指明相关段落	相关的权利要求
A	CN 102536805 A (张洪领) 2012年 7月 4日 (2012 - 07 - 04) 说明书第0008段，附图1	1-28
A	CN 1954150 A (松下电器产业株式会社) 2007年 4月 25日 (2007 - 04 - 25) 全文	1-28
A	US 5518380 A (JIDOSHA KIKI CO) 1996年 5月 21日 (1996 - 05 - 21) 全文	1-28
A	US 2002085923 A1 (UNISIA JKC STEERING SYS CO LTD) 2002年 7月 4日 (2002 - 07 - 04) 全文	1-28
A	JP 3441100 B2 (自动车机器株式会社) 2003年 8月 25日 (2003 - 08 - 25) 全文	1-28
A	DE 19942466 A1 (JIDOSHA KIKI CO) 2000年 3月 16日 (2000 - 03 - 16) 全文	1-28

☐ 其余文件在C栏的续页中列出。 ☑ 见同族专利附件。

* 引用文件的具体类型:

"A" 认为不特别相关的表示了现有技术一般状态的文件

"E" 在国际申请日的当天或之后公布的在先申请或专利

"L" 可能对优先权要求构成怀疑的文件，或为确定另一篇引用文件的公布日而引用的或者因其他特殊理由而引用的文件（如具体说明的）

"O" 涉及口头公开、使用、展览或其他方式公开的文件

"P" 公布日先于国际申请日但迟于所要求的优先权日的文件

"T" 在申请日或优先权日之后公布，与申请不相抵触，但为了理解发明之理论或原理的在后文件

"X" 特别相关的文件，单独考虑该文件，认定要求保护的发明不是新颖的或不具有创造性

"Y" 特别相关的文件，当该文件与另一篇或者多篇该类文件结合并且这种结合对于本领域技术人员为显而易见时，要求保护的发明不具有创造性

"&" 同族专利的文件

国际检索实际完成的日期	国际检索报告邮寄日期
2015年 6月 29日	2015年 7月 8日

ISA/CN的名称和邮寄地址	受权官员
中华人民共和国国家知识产权局(ISA/CN) 北京市海淀区蓟门桥西土城路6号 100088 中国	胡春艳
传真号 (86-10)62019451	电话号码 (86-10)62084318

国际检索报告
关于同族专利的信息

国际申请号
PCT/CN2015/075934

检索报告引用的专利文件			公布日 (年/月/日)	同族专利			公布日 (年/月/日)
CN	102536805	A	2012年 7月 4日	无			
CN	1954150	A	2007年 4月 25日	US	2007217937	A1	2007年 9月 20日
				KR	20070038459	A	2007年 4月 10日
				US	7632084	B2	2009年 12月 15日
				WO	2006013761	A1	2006年 2月 9日
				JP	4846586	B2	2011年 12月 28日
US	5518380	A	1996年 5月 21日	JP	2932236	B2	1999年 8月 9日
				JP	H07243385	A	1995年 9月 19日
US	2002085923	A1	2002年 7月 4日	US	6619928	B2	2003年 9月 16日
				JP	3861594	B2	2006年 12月 20日
				JP	2002188579	A	2002年 7月 5日
				DE	10161296	A1	2002年 9月 12日
JP	3441100	B2	2003年 8月 25日	JP	H06200883	A	1994年 7月 19日
DE	19942466	A1	2000年 3月 16日	JP	2000087877	A	2000年 3月 28日
				US	6155797	A	2000年 12月 5日