



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 109154292 A

(43)申请公布日 2019.01.04

(21)申请号 201780016044.5

(74)专利代理机构 北京市柳沈律师事务所
11105

(22)申请日 2017.02.15

代理人 韩锋

(30)优先权数据

2016-043541 2016.03.07 JP

(51)Int.Cl.

F04C 2/344(2006.01)

(85)PCT国际申请进入国家阶段日

2018.09.07

F04C 15/00(2006.01)

(86)PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2017/005530 2017.02.15

(87)PCT国际申请的公布数据

W02017/154490 JA 2017.09.14

(71)申请人 日立汽车系统株式会社

地址 日本茨城县

(72)发明人 野中智史 添田淳

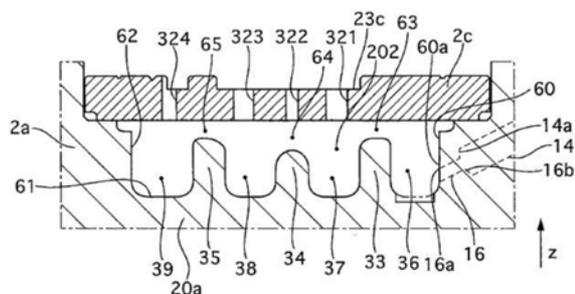
权利要求书2页 说明书12页 附图5页

(54)发明名称

可变排量型叶片泵

(57)摘要

提供一种能够抑制排出流量的变动的可变排量型叶片泵。在可变排量型叶片泵中,将在排出压室202内设置的多个整流壁33,34,35中、离排出通路14的一端侧开口部14a最近的第一整流壁33设置为不与压力板2c的连通孔32相对。



1. 一种可变排量型叶片泵,其特征在于,具备:

泵外壳,其具有第一外壳和第二外壳,所述第一外壳具有筒状部和设置在所述筒状部的一端侧的底部,所述第二外壳设置在所述筒状部的另一端侧并将所述筒状部的另一端侧封闭;

驱动轴,其旋转自如地设置于所述泵外壳;

转子,其通过所述驱动轴而旋转,并且具有缝隙;

叶片,其以能够进退的方式设置在所述转子的缝隙;

凸轮环,其在所述筒状部内,以能够相对于前驱动轴的旋转轴线移动的方式设置,并且形成为筒状,与所述转子及叶片一起形成多个泵室;

吸入口,其设置于所述泵外壳,形成为在所述多个泵室中随着所述转子的旋转而所述泵室的容积增大的吸入区域开口;

高压室,其设置于所述第一外壳,相对于所述驱动轴配置在所述吸入口的相反侧,以在所述多个泵室中随着所述转子的旋转而所述泵室的容积减少的排出区域开口的方式形成为大致圆弧状;

排出通路,其设置于所述第一外壳,用于将工作液向所述泵外壳的外部排出,以所述排出通路的一端侧开口部在所述高压室开口的方式设置;

压力板,其在所述驱动轴的旋转轴线的方向上设置在所述转子与所述高压室之间,具有将所述泵室与所述高压室连通的连通孔,由于所述高压室内的工作液的压力而被向所述转子侧施力;

节流孔,其设置于所述排出通路;

控制机构,其设置于所述泵外壳,基于所述节流孔的前后压差而被控制,对所述凸轮环的移动进行控制;

多个肋部,其设置在所述高压室内,形成为连接所述高压室的内周面中在所述驱动轴的旋转轴线的径向上彼此相对的一对区域彼此;

所述多个肋部具有:

第一肋部,其在绕所述驱动轴的旋转轴线的方向上设置在离所述排出通路的一端侧开口部最近的一侧,并且设置为在所述驱动轴的旋转轴线的方向上不与所述连通孔相对;

第二肋部,其相对于所述第一肋部设置在所述排出通路的一端侧开口部的相反侧。

2. 根据权利要求1所述的可变排量型叶片泵,其特征在于,

所述压力板的所述连通孔具有:第一连通孔部,其在绕所述驱动轴的旋转轴线的方向上设置在离所述排出通路的一端侧开口部最近的一侧;第二连通孔部,其相对于所述第一连通孔部设置在所述排出通路的一端侧开口部的相反侧。

3. 根据权利要求2所述的可变排量型叶片泵,其特征在于,

所述第一连通孔部在绕所述驱动轴的旋转轴线的方向上比所述第一肋部靠所述排出通路的一端侧开口部的相反侧设置。

4. 根据权利要求3所述的可变排量型叶片泵,其特征在于,

所述第一连通孔部在绕所述驱动轴的旋转轴线的方向上设置在所述第一肋部与所述第二肋部之间。

5. 根据权利要求1所述的可变排量型叶片泵,其特征在于,

所述第二肋部设置为在所述驱动轴的旋转轴线的方向上不与所述连通孔相对。

6. 根据权利要求5所述的可变排量型叶片泵,其特征在於,

该可变排量型叶片泵具有第三肋部,该第三肋部设置在所述高压室内,在绕所述驱动轴的旋转轴线的方向上相对于所述第二肋部设置在所述第一肋部的相反侧,

所述第三肋部设置为在所述驱动轴的旋转轴线的方向上不与所述连通孔相对。

7. 根据权利要求1所述的可变排量型叶片泵,其特征在於,

该可变排量型叶片泵具有第三肋部,该第三肋部设置于所述高压室,在绕所述驱动轴的旋转轴线的方向上相对于所述第二肋部设置在所述第一肋部的相反侧,

所述第一肋部和所述第三肋部设置为,所述第一肋部与所述驱动轴的旋转轴线的方向上的所述压力板之间的间隙的大小和所述第三肋部与所述驱动轴的旋转轴线的方向上的所述压力板之间的间隙的大小比所述第二肋部的所述间隙的大小小。

8. 根据权利要求7所述的可变排量型叶片泵,其特征在於,

所述第一肋部形成为,所述驱动轴的旋转轴线的方向上的所述压力板与所述第一肋部之间的间隙的大小与所述第三肋部的所述间隙的大小相同或者比所述第三肋部的所述间隙的大小小。

9. 根据权利要求1所述的可变排量型叶片泵,其特征在於,

所述高压室具有腔体部,

该腔体部设置在所述第一肋部与所述排出通路的一端侧开口部之间,

该腔体部的流路截面积比所述第一肋部与所述压力板之间的间隙的截面积及所述排出通路的一端侧开口部的截面积大。

10. 根据权利要求9所述的可变排量型叶片泵,其特征在於,

所述排出通路的一端侧开口部设置为在所述驱动轴的旋转轴线的方向上相对于所述第一肋部与所述压力板之间的间隙错开。

11. 根据权利要求9所述的可变排量型叶片泵,其特征在於,

所述节流孔与所述排出通路的一端侧开口部相邻地设置,

所述腔体部具有通过机械加工而被磨削的机械加工面,

该机械加工面是所述腔体部的内周面,并且在设有所述排出通路的一端侧开口的区域设置。

可变排量型叶片泵

技术领域

[0001] 本发明涉及可变排量型叶片泵。

背景技术

[0002] 作为这种泵,包括叶片以能够出没的方式收纳于转子的缝隙并且使在凸轮环内周面、转子外周面以及叶片之间形成的泵室的容积变化的可变排量型叶片泵。在泵室被加压的工作液在从压力板的连通孔被导入到高压室之后,经由与高压室连通的排出通路而供给到液压机器。可变排量型叶片泵的一个例子记载在专利文献1中。

[0003] 现有技术文献

[0004] 专利文献

[0005] 专利文献1:(日本)特开2010-216371号公报

发明内容

[0006] 发明所要解决的技术问题

[0007] 在上述相关技术中,存在想要抑制排出流量的变动的需求。

[0008] 本发明的目的在于提供一种能够抑制排出流量的变动的可变排量型叶片泵。

[0009] 用于解决技术问题的技术方案

[0010] 本发明的一实施方式的可变排量型叶片泵,将在高压室内设置的多个肋部中、离排出通路的一端侧开口部最近的第一肋部设置为不与压力板的连通孔相对。

[0011] 由此,本发明的一实施方式的可变排量型叶片泵能够抑制排出流量的变动。

附图说明

[0012] 图1是实施方式1的泵1以及工作液所流通的通路(液路)的示意图。

[0013] 图2是实施方式1的泵1的轴向剖视图。

[0014] 图3是图2的S3-S3向视剖视图。

[0015] 图4是实施方式1的压力板2c的主视图。

[0016] 图5是实施方式1的前体2a的主视图。

[0017] 图6是图4的S6-S6向视剖视图。

具体实施方式

[0018] (实施方式1)

[0019] 本实施方式的可变排量型叶片泵(以下,称作泵1。)是适用于车辆的液压式转向助力装置的泵装置,作为向转向助力装置供给工作液的工作液供给源发挥作用。转向助力装置具有在转向齿轮箱设置的动力缸。泵1由作为原动机的内燃机驱动,从储液部RES吸入工作液,向动力缸排出工作液。图1是泵1以及工作液所流通的通路(液路)的示意图。图2是泵1的轴向剖视图。图3是图2的S3-S3向视剖视图。图4是压力板2c的主视图。图5是前体2a的主

视图。以下,将z轴设定在旋转轴线0所延伸的方向上。在与z轴正交的平面内,将x轴设定在配合环7的大致椭圆形的内周面的长轴方向上,将y轴设定在短轴方向上。

[0020] 泵1具有泵外壳2,泵元件3以及控制阀4。泵外壳2是收纳泵元件3和控制阀4的箱体,例如由铝系的金属材料形成。在泵外壳2设有作为收纳空间的泵元件收纳部和阀收纳部、与储液部RES连通的吸入口22以及与动力缸连通的排出口23。驱动轴6旋转自如地支承于泵外壳2。驱动轴6被内燃机的曲轴驱动。泵元件3收纳于泵元件收纳部,被驱动轴6驱动而旋转由此发挥泵的作用。泵元件3从吸入口22吸入工作液,并且向排出口23排出工作液。泵元件3是能够对驱动轴6每旋转一周时泵元件3所排出的工作液量(以下,称作泵排量)可变地进行控制的可变排量型。控制阀4收纳于阀收纳部,基于泵元件3的工作状态对工作液从泵元件3向流体压室91的供给状态进行切换,由此对泵排量进行控制。

[0021] 在泵外壳2设有吸入通路10、排泄通路12、排出通路14、高压通路15、控制压通路17、第一、第二流体压通路181,182以及第一、第二轴承润滑通路191,192作为液路。吸入通路10将储液部RES与吸入口22连接。吸入通路10与吸入口22连通,与吸入口22一起构成吸入区域。排泄通路12将控制阀4与吸入通路10连接。换言之,排泄通路12设置在控制阀4与吸入区域之间。排出通路14将排出口23与转向齿轮箱(动力缸)连接。排出通路14与排出口23连通。在排出通路14上设有测流孔16。测流孔16是设置在排出通路14的中途的节流部。泄压阀5收纳于阀收纳部,在排出通路14的侧的压力超过了规定压力时将排出通路14的侧的工作液向吸入区域的侧排出。高压通路15在排出通路14中的比测流孔16靠排出口23侧(以下,称作上游侧)的位置从排出通路14分支,将排出通路14中的上述上游侧与控制阀4连接。控制压通路17在排出通路14中的比测流孔16靠动力缸侧(以下,称作下游侧)的位置从排出通路14分支,将排出通路14中的上述下游侧与控制阀4连接。在控制压通路17上设有导流孔170。导流孔170是在控制压通路17的中途设置的节流部。第一流体压通路181将控制阀4与泵元件3(第一流体压室91)连接。第二流体压通路182将吸入通路10与泵元件3(第二流体压室92)连接。

[0022] 泵外壳2具有外壳本体和压力板2c。外壳本体被分割成前体2a(第一外壳)和后体2b(第二外壳)。前体2a与后体2b的分割面200与驱动轴6的旋转轴大致正交。以下,在对与前体2a、后体2b以及压力板2c对应地设置的各结构进行区分时适当对附图标记标注尾标a,b,c。在前体2a设有收纳凹部20、螺栓孔26a、内螺纹孔27、轴承保持孔28a、油封设置孔29、吸入压室201、排出压室(高压室)202、滑阀收纳孔21、排泄通路12的一部分12a、排出通路14、控制压通路17、第一流体压通路181以及第一轴承润滑通路191。收纳凹部20是具有底部20和筒状部211的有底圆筒状。收纳凹部20在z轴方向上延伸并在前体2a的z轴正方向侧开口。前体2a的z轴正方向侧的包围收纳凹部20的开口部的面200a作为接合面(分割面)发挥作用。螺栓孔26a是在z轴方向上延伸且z轴正方向端在上述面200a开口的有底筒状。在螺栓孔26a的内周形成有内螺纹。在螺栓孔26a拧入有螺栓2d。内螺纹孔27在x轴方向上延伸,x轴负方向端在收纳凹部20的内周面开口,x轴正方向端在前体2a的外周面开口。在内螺纹孔27的内周形成有内螺纹。在内螺纹孔27拧入有栓构件2e。利用栓构件2e,将前体2a的外周面中的内螺纹孔27的开口部封闭。在栓构件2e的内周侧设有有底圆筒状的弹簧保持孔270。

[0023] 轴承保持孔28a为圆筒状。轴承保持孔28a在z轴方向上延伸,其z轴正方向端在收纳凹部20的底部20a的z轴正方向侧的面开口。在轴承保持孔28a的内周设有轴承(衬套)2g。

驱动轴6的z轴负方向侧插入轴承2g的内周侧,并且旋转自如地被支承。在收纳凹部20的底部20a的z轴正方向侧的面,以包围轴承保持孔28a的上述开口的外周的方式形成有环状的密封槽203。在该密封槽203设有环状的密封构件2f。油封设置孔29与轴承保持孔28a的z轴负方向侧相连续设置,为直径比轴承保持孔28a大的圆筒状。油封设置孔29的z轴负方向端在前体2a的外周面开口。在油封设置孔29设有油封2h。油封2h与驱动轴6的外周面滑动接触。从前体2a(油封设置孔29)向z轴负方向侧突出的驱动轴6的端部经由带轮被曲轴驱动而旋转。吸入压室201和排出压室202是在收纳凹部20的底部20a设置的有底的凹部,在底部20a中的z轴正方向侧的面开口。在收纳凹部20的底部20a中的z轴正方向侧的面,以包围排出压室202的开口的外周的方式形成有环状的密封槽204。在该密封槽204设有环状的密封构件2i。利用密封构件2i划分形成密封构件2i的内周侧的高压区域和外周侧的低压区域。

[0024] 滑阀收纳孔21作为阀收纳部发挥作用。滑阀收纳孔21为大致圆筒状,在收纳凹部20的y轴正方向侧,沿x轴方向(相对于收纳凹部20的轴心正交的方向)延伸。滑阀收纳孔21的x轴正方向端在前体2a的外周面开口。在滑阀收纳孔21的上述开口部的内周形成有内螺纹。在内螺纹拧入有栓构件2j。利用栓构件2j将滑阀收纳孔21的上述开口部封闭。在栓构件2j的内周侧设有有底圆筒状的滑阀保持孔210。排泄通路12的一部分12a在z轴方向上延伸,z轴负方向端在滑阀收纳孔21的内周面开口,z轴正方向端在前体2a的面200a开口。在面200a以包围排泄通路12的上述开口部的方式设有环状的密封槽205。在密封槽205设有环状的密封构件(O型环)2k。排出通路14在y轴方向上延伸,y轴负方向侧与排出压室202连接,y轴正方向端在前体2a的外周面开口。控制压通路17在z轴方向上延伸,z轴负方向端经由导流孔170与排出通路14连接,z轴正方向端在滑阀收纳孔21的内周面开口。第一流体压通路181大致在y轴方向上延伸,y轴正方向端在滑阀收纳孔21的内周面开口,y轴负方向端在收纳凹部20的内周面开口。第一轴承润滑通路191大致在z轴方向上延伸,z轴正方向端与吸入压室201连接,z轴负方向端在油封设置孔29的底面开口。

[0025] 压力板2c为圆盘状,例如由铝系的金属材料形成。需要说明的是,也可以通过铁系材料的烧结等形成压力板2c。在压力板2c设有轴收纳孔28c和定位孔209c。轴收纳孔28c在轴向上贯穿压力板2c的中心部,定位孔209c在轴向上贯穿压力板2c的周缘部。在压力板2c的z轴正方向侧的面设有吸入口22c、排出口23c、吸入侧背压端口24c、排出侧背压端口25c以及连通口220。以下,将绕轴收纳孔28c的轴心的方向称作周向。吸入口22c和排出口23c是在周向上呈大致圆弧状延伸的槽,设置在隔着轴收纳孔28c彼此相对的位置。吸入侧背压端口24c是在比吸入口22c靠轴收纳孔28c的侧(径向内侧)的位置在周向上呈大致圆弧状延伸的槽,设置于在周向上与吸入口22c重合的范围。排出侧背压端口25c是在比排出口23c靠径向内侧的位置在周向上呈大致圆弧状延伸的槽,设置于在周向上与排出口23c重合的范围。排出侧背压端口25c的周向端部与吸入侧背压端口24c的周向端部连通。连通口220是在比排出口23c靠径向外侧的位置开口的槽,设置于在周向上与排出口23c重合的范围。压力板2c设置在前体2a的收纳凹部20的底部20a。压力板2c的z轴正方向侧的面面向收纳凹部20的开口侧(z轴正方向侧)。压力板2c的z轴负方向侧的面与收纳凹部20的底部20a相对。压力板2c的轴收纳孔28c与前体2a的轴承保持孔28a相对。吸入口22c和连通口220经由连通孔30,31与前体2a的吸入压室201连接。连通孔30具有在轴向上贯穿压力板2c的四个连通孔部301,302,303,304。连通孔31具有在轴向上贯穿压力板2c的两个连通孔部311,312。排出口

23c和排出侧背压端口25c经由连通孔32与前体2a的排出压室202连接。连通孔32具有在轴向上贯穿压力板2c的四个连通孔部321,322,323,324。在压力板2c的z轴负方向侧的面以包围压力板2c的外缘的方式形成有环状的密封槽206。在该密封槽206设有环状的密封构件(0型环)21。利用密封构件21来抑制工作液经由压力板2c的外周侧的间隙漏出。

[0026] 后体2b以将收纳凹部20封堵的方式固定于前体2a的z轴正方向侧。在固定于前体2a的一侧即后体2b的z轴负方向侧的面,设有大致圆柱状且具有大致圆形的平面的嵌合部207及围绕嵌合部207的周围的面200b。嵌合部207相对于面200b突出。嵌合部207嵌合在收纳凹部20的开口部,面200b与前体2a的面200a接合。在嵌合部207的外周面,以包围嵌合部207的方式设有环状的密封槽208。在密封槽208设有环状的密封构件(0型环)2m。利用密封构件2m来抑制工作液经由接合面200a,200b之间的间隙漏出。在后体2b设有螺栓孔26b、轴承保持孔28b、吸入通路10、排泄通路12的一部分12b、第二流体压通路182以及第二轴承润滑通路192。螺栓孔26b在z轴方向上延伸并贯穿后体2b,z轴正方向端在面200b开口。在螺栓孔26b插入有螺栓2d。后体2b利用螺栓2d而紧固固定于前体2a。轴承保持孔28b为有底圆筒状,在z轴方向上延伸。在轴承保持孔28b的内周设有轴承(衬套)2n。驱动轴6的z轴正方向端部插入轴承2n的内周侧,被支承为旋转自如。在后体2b(嵌合部207)的z轴负方向端面,以与形成于压力板2c的各口22c,23c以及各端口24c,25c分别在z轴方向上大致对应的位置及同样的形状,形成有吸入口22b及排出口23b和吸入侧背压端口24b及排出侧背压端口25b。另外,以与形成于压力板2c的连通口220的开口部在z轴方向上大致对应的位置及同样的形状形成有第二流体压通路182的开口部。

[0027] 吸入通路10具有大径通路100及小径通路101。大径通路100是在y轴方向上延伸的有底圆筒状的径较大的通路,其y轴正方向端在后体2b的外周面开口。在大径通路100的上述开口部连接有图外的吸入管,大径通路100经由上述吸入管连接于储液部RES。小径通路101是在z轴方向上延伸的径较小的通路,其z轴负方向端在吸入口22b的底面开口,z轴正方向端在大径通路100的内周面开口。第二流体压通路182在z轴方向上延伸,z轴负方向端在后体2b(嵌合部207)的z轴负方向端面开口,并且z轴正方向端在大径通路100的内周面开口。排泄通路12的一部分12b在z轴方向上延伸,z轴正方向端在大径通路100的内周面开口,z轴负方向端在后体2b的面200b开口。排泄通路12的一部分12b,与前体2a的侧的排泄通路12的一部分12a在z轴方向上相对,通过彼此连接而形成排泄通路12。该排泄通路12设置为跨过分割面(接合面)200a,200b。需要说明的是,利用密封构件2k来抑制工作液从排泄通路12经由接合面200a,200b之间的间隙漏出。第二轴承润滑通路192在y轴方向上延伸,y轴正方向端在大径通路100的底面开口,y轴负方向端在轴承保持孔28b的内周面开口。

[0028] 在前体2a的收纳凹部20,在压力板2c的z轴正方向侧设有配合环7。配合环7为大致圆环状,配合环7的外周嵌合在收纳凹部20的内周。配合环7的内周面为在z轴方向上延伸的大致筒状,从z轴方向看为大致椭圆形。在该内周面设有第一槽部71、第二槽部72、第一平面部73、第二平面部74,板构件75以及弹簧设置孔76。第一平面部73设置在y轴正方向侧,具有与配合环7的中心(旋转轴线0)相对的同时在z轴方向上延伸的平面。第一槽部71设置于第一平面部73并且在z轴方向上延伸。与第一槽部71的x轴负方向侧相邻地设有在径向上贯穿配合环7的第一流体压通路181。板构件75具有与旋转轴线0相对并且在z轴方向上延伸的平面,设置在隔着旋转轴线0而与第一平面部73相对的位置。第二槽部72为在z轴方向上延伸

的半圆筒状,与板构件的x轴正方向侧相邻地设置。第二平面部74设置在x轴负方向侧,具有与旋转轴线0相对的同时在z轴方向上延伸的平面。第二平面部74在配合环7的周向上设置在第一平面部73与板构件75之间(大致中间位置)。弹簧设置孔76在x轴正方向侧,设置在隔着旋转轴线0而与第二平面部74相对的位置,在径向上贯穿配合环7。泵元件3收纳于由配合环7的内周面、压力板2c的z轴正方向侧的面以及后体2b(嵌合部207)的z轴负方向侧的面围成的空间内。即,上述空间作为泵元件收纳部发挥作用。

[0029] 泵元件3具有转子8、叶片81以及凸轮环9。转子8相对于驱动轴6通过锯齿连结,由驱动轴6驱动旋转。在转子8设有多个(十一个)缝隙80。以下,将绕转子8的旋转轴线0的方向称作周向。多个缝隙80在周向上排列配置于转子8的外周部,各自大致在径向上延伸。多个缝隙80在周向上大致等间距地切口形成。需要说明的是,缝隙80也可以是,从z轴方向看,相对于通过旋转轴线0的放射状的直线而倾斜。在各缝隙80的径向内侧形成有背压室80a。在各缝隙80分别收纳有大致平板状的叶片81。叶片81进退自如地设置于缝隙80,能够从缝隙80出入。凸轮环9形成为大致圆环状,其内周面为大致圆筒状。在凸轮环9的外周面设有在z轴方向上延伸的半圆筒状的槽部93。凸轮环9围绕转子8地配置在泵元件收纳部内。凸轮环9与转子8和叶片81一起形成多个泵室82。即,压力板2c和后体2b(嵌合部207)配置在凸轮环9和转子8的轴向侧面。凸轮环9的内周面与转子8的外周面之间的环状的空间的轴向两侧被压力板2c和后体2b(嵌合部207)封堵,另一方面,由多个叶片81划分为十一个泵室82。叶片81在周向上将上述环状的空间分隔,由此与凸轮环9和转子8一起形成多个泵室82。

[0030] 凸轮环9在泵元件收纳部内设置为能够在xy平面内移动。销2o嵌合设置在配合环7的第二槽部72与凸轮环9的槽部93之间。销2o的一端侧贯穿压力板2c的定位孔209c而固定于在前体2a设置的定位孔209a。销2o的另一端侧固定于在后体2b设置的定位孔(不图示)。销2o抑制压力板2c相对于外壳本体的旋转。另外,销2o抑制配合环7相对于泵外壳2的旋转,并且抑制凸轮环9相对于配合环7的旋转。凸轮环9相对于泵外壳2摆动自如地收纳在配合环7的内周侧。凸轮环9相对于配合环7,由板构件75支承。凸轮环9通过在板构件75之上翻滚移动而以板构件75为支点进行摆动。以下,将凸轮环9的内周面的中心(轴心)P相对于转子8(驱动轴6)的中心(旋转轴线0)偏离的量称作偏心量 δ 。凸轮环9在相对于转子8的偏心量 δ 发生变化的方向上摆动自如地设置在转子8的外周侧。

[0031] 转子8向图1、图3的逆时针方向旋转。在凸轮环9的中心P相对于旋转轴线0(向x轴负方向侧)偏心的状态下,随着从x轴正方向侧朝向x轴负方向侧,转子8的外周面与凸轮环9的内周面之间的径向距离(泵室82的径向尺寸)变大。与该距离的变化相对应,叶片81从缝隙80朝向凸轮环9的内周面出没,由此隔成各泵室82。x轴负方向侧的泵室82与x轴正方向侧的泵室82相比容积增大。由于该泵室82的容积的差异,在比旋转轴线0靠y轴正方向侧的位置,泵室82的容积随着转子8旋转(泵室82朝向x轴负方向侧)而增大,另一方面,在比旋转轴线0靠y轴负方向侧的位置,泵室82的容积随着转子8旋转(泵室82朝向x轴正方向侧)而减小。泵室82绕旋转轴线0向逆时针方向旋转的同时容积周期性地增减。吸入口22在随着转子8(驱动轴6)的旋转而泵室82的容积增大的吸入区域开口。排出口23在随着转子8的旋转而泵室82的容积减小的排出区域开口。

[0032] 在配合环7的第一槽部71设有密封构件2p。在凸轮环9摆动时,配合环7的板构件75与凸轮环9的外周面接触,并且密封构件2p与凸轮环9的外周面接触。密封构件2p将配合环7

与凸轮环9之间密封。板构件75作为凸轮环9的摆动支点发挥作用,并且也作为将凸轮环9与配合环7之间密封的密封构件发挥作用。配合环7的内周面与凸轮环9的外周面之间的上述空间,由板构件75(与凸轮环9的外周面的抵接部)和密封构件2p液密地隔成一对空间。即,在凸轮环9与泵元件收纳部之间的、凸轮环9的径向两侧,作为上述一对空间,分别形成有流体压室91,92。在凸轮环9的外周侧,在偏心量 δ 增大的一侧即x轴负方向侧隔出第一流体压室91,在 δ 减少的一侧即x轴正方向侧隔出第二流体压室92。当凸轮环9向 δ 增大的一侧移动时,第一流体压室91的容积减少,第二流体压室92的容积增大。在第二流体压室92的内部,在凸轮环9的外周侧设有弹簧94的一端。弹簧94贯穿配合环7的弹簧设置孔76而保持于栓构件2e的弹簧保持孔270。弹簧94的另一端设置在弹簧保持孔270的底面。弹簧94以压缩状态设置,相对于配合环7对凸轮环9向x轴负方向侧(第一流体压室91的侧)始终施力。凸轮环9向x轴负方向侧的移动,通过凸轮环9的外周面在第一流体压室91的内部与配合环7的第二平面部74抵接而被限制。

[0033] 控制阀4具备滑阀收纳孔21、滑阀40、高压室41、控制压室42、低压室43以及控制阀弹簧44。滑阀40是在滑阀收纳孔21内以能够在x轴方向上移动的方式设置的阀芯(spool)。滑阀40为大致有底圆筒状,利用与其轴心所延伸的方向(滑阀40的移动方向)正交的平面剖切出的截面的外形为大致圆形。滑阀40在其内周侧具有泄压阀收纳孔403。泄压阀收纳孔403的利用上述平面剖切其内周面而得到的截面形成为大致圆形。泄压阀收纳孔403的x轴方向一侧封闭,x轴方向另一侧开口。在泄压阀收纳孔403的x轴方向一侧的端部(底部)设有直径比泄压阀收纳孔403中的其他的轴向部位略小的弹簧保持部405。滑阀40以泄压阀收纳孔403的x轴方向另一侧(开口部)成为x轴正方向侧的方式,收纳在滑阀收纳孔21的内部。滑阀40的移动方向成为x轴方向。在滑阀40的x轴负方向端部的外周侧设有以滑阀40的轴心为中心的直径随着朝向x轴负方向侧而逐渐变小的锥部406。

[0034] 滑阀40具有轴部400、第一台肩部401以及第二台肩部402。台肩部401、402的外径比轴部400的外径大、比滑阀收纳孔21的内周面的直径稍小。第一台肩部401比滑阀40的x轴方向中间位置稍微靠x轴负方向侧设置。第二台肩部402设置在滑阀40的x轴正方向端的开口部。在将沿着滑阀40的大致圆形的截面的外形的方向(绕滑阀40的轴心的方向)设为周向时,在各台肩部401,402分别设有在周向上延伸的槽401a,402a。在第一台肩部401与第二台肩部402之间的轴部400设有多个(在本实施方式中为四个)连通路(泄压孔)404。在滑阀收纳孔21的内部,由滑阀40分别隔成高压室41、控制压室42以及低压室43。高压室41是滑阀收纳孔21内的空间,设置在滑阀40的x轴负方向侧。高压室41是主要由滑阀收纳孔21的内周面、栓构件2j的x轴负方向侧的面(滑阀保持孔210)、第一台肩部401的x轴负方向侧的面以及比第一台肩部401靠x轴负方向侧的轴部400的外周面围成的空间。与滑阀收纳孔21的内部的滑阀40的x轴方向移动无关,高压通路15在高压室41开口。控制压室42是滑阀收纳孔21内的空间,设置在滑阀40的x轴正方向侧。控制压室42是主要由滑阀收纳孔21的内周面、第二台肩部402的x轴正方向侧的面、x轴正方向侧(泄压阀收纳孔403的开口侧)的轴部400的内周面以及后述的阀座构件51的x轴正方向端面围成的空间。与滑阀40的x轴方向移动无关,控制压通路17在控制压室42开口。

[0035] 低压室43是滑阀收纳孔21内的空间,形成在滑阀40的外周侧,在x轴方向上设置在高压室41与控制压室42之间。低压室43是主要由滑阀收纳孔21的内周面、第一台肩部401的

x轴正方向侧的面、第二台肩部402的x轴负方向侧的面以及被两台肩部401,402夹着的轴部400的外周面围成的空间。低压室43的、与高压室41的连通被第一台肩部401始终切断,与控制压室42的连通被第二台肩部402始终切断。与滑阀40的x轴方向移动无关,排泄通路12在低压室43开口。连通路404将泄压阀收纳孔403与低压室43始终连通。第一流体压通路181在滑阀收纳孔21中连接在比高压通路15靠x轴正方向侧且比排泄通路12靠x轴负方向侧的位置,并且贯穿配合环7而与第一流体压室91连接。控制阀弹簧44在滑阀收纳孔21内以被挤压收缩的状态设置在滑阀40的x轴正方向侧(控制压室42)。控制阀弹簧44的x轴负方向端与滑阀40的x轴正方向端部(包围泄压阀收纳孔403的开口部的面)抵接,控制阀弹簧44的x轴正方向端与滑阀收纳孔21的x轴正方向侧的底部抵接。控制阀弹簧44始终对滑阀40朝向x轴负方向侧(栓构件2j的相反侧)施力。

[0036] 泄压阀5是设置在泵外壳2的内部的阀部,收纳在滑阀收纳孔21的内部。具体地说,泄压阀5设置在滑阀40的内部(泄压阀收纳孔403)。泄压阀5具备球50、阀座构件51、保持件52以及泄压阀弹簧53。球50为球状的阀芯。阀座构件51为圆柱状的阀座构件,利用与其轴心所延伸的方向正交的平面剖切出的截面的外形形成为大致圆形。阀座构件51的外径与泄压阀收纳孔403的内周面的直径大致相同。阀座构件51具有通孔510。通孔510在阀座构件51的大致轴心上延伸并贯穿阀座构件51。连通路404在泄压阀收纳孔403的内周面,在比阀座构件51的固定部位靠x轴负方向侧开口。通孔510经由泄压阀收纳孔403的x轴正方向侧的开口部而与控制压室42连通,经由控制压通路17而与排出通路14连通。球50以与阀座构件51的x轴正方向侧的端面(座面)相对的方式,设置在阀座构件51的x轴负方向侧。保持件52是对球50进行保持的阀芯保持构件。球50以与保持件52的x轴负方向侧的端面(球保持面)相对的方式设置在保持件52的x轴正方向侧。泄压阀弹簧53是螺旋弹簧,比保持件52靠x轴负方向侧设置。在泄压阀弹簧53的x轴正方向侧的内周侧插入有保持件52的一部分。泄压阀弹簧53的x轴负方向侧的端部设置在弹簧保持部405的内周侧。泄压阀弹簧53的x轴负方向端与泄压阀收纳孔403的x轴负方向侧的底部抵接,泄压阀弹簧53的x轴正方向端与保持件52抵接。泄压阀弹簧53设置为始终处于压缩变形的状态。保持件52利用基于泄压阀弹簧53的压缩变形的恢复力而始终对球50朝向阀座构件51的侧施力。保持件52设置在球50与泄压阀弹簧53之间,对球50进行保持。

[0037] 图6是图4的S6-S6向视剖视图。

[0038] 测流孔16的一端侧开口部16a在排出压室202的周向一端侧(图6的右侧)内周面60开口。在周向一端侧内周面60,在包括一端侧开口部16a的规定区域,设有通过机械加工而被磨削的机械加工面60a。测流孔16的另一端侧开口部16b与排出通路14的一端侧开口部14a连接。在排出压室202的底面61设有在z轴正方向上立起的三个整流壁(肋部)33,34,35。各整流壁33,34,35彼此在周向上分离地配置。各整流壁33,34,35将排出压室202的内周面中在径向上相对的一对区域彼此连接。各整流壁33,34,35从周向一端侧朝向另一端侧(图6的右到左)以第一整流壁(第一肋部)33、第二整流壁(第二整流壁)34、第三整流壁(第三整流壁)35的顺序配置。第一整流壁33与第三整流壁35的高度(距底面61的z轴方向长度)相同。第二整流壁34的高度比第一整流壁33及第三整流壁35低。在z轴方向上,在各整流壁33,34,35与压力板2c之间设有间隙。通过这些间隙而形成于各整流壁33,34,35与压力板2c之间的空间主要作为对工作液进行整流的节流部63,64,65发挥作用。

[0039] 压力板2c的各连通孔部321,322,323,324从周向一端侧向另一端侧以第一连通孔部321、第二连通孔部322、第三连通孔部323、第四连通孔部324的顺序配置。第一整流壁33比第一连通孔部321靠周向一方侧设置。也就是说,第一整流壁33不与连通孔32在z轴方向上相对。测流孔16的一端侧开口部16a相对于第一节流部63在z轴方向上错开位置地(错开地)配置。第二整流壁33与第二连通孔部322在z轴方向上相对地配置。第三整流壁35在周向上设置在第三连通孔部323与第四连通孔部324之间。也就是说,第三整流壁35不与连通孔32在z轴方向上相对。在排出压室202设有主要具有使工作液的压力脉动降低的功能的四个腔体部36,37,38,39。各腔体部36,37,38,39由各整流壁33,34,35分隔。第一腔体部36在周向上设置在排出压室202的周向一端侧内周面60与第一整流壁33之间。第一腔体部36中的工作液的流路截面积比第一节流部63的截面积及测流孔16的一端侧开口部16a的截面积大。第二腔体部37在周向上设置在第一整流壁33与第二整流壁34之间。第三腔体部38在周向上设置在第二整流壁34与第三整流壁35之间。第四腔体部39在周向上设置在第三整流壁35与排出压室202的周向另一端侧内周面62之间。

[0040] 接着,对泵1的动作进行说明。

[0041] 转子8被驱动轴6向图1、图3的逆时针方向驱动而旋转。此时,各泵室82一边使自身的容积增减一边分别环绕移动。由此,进行泵工作。工作液经由与储液部RES连接的吸入管而被向吸入通路10的内部导入。吸入区域中的工作液由于泵吸入作用而被向各泵室82吸入。由于泵排出作用而从各泵室82排出的工作液通过排出压室202及排出通路14而向泵外壳2的外部排出,被送向转向助力装置的动力缸。压力板2c由于排出压室202内的压力而被向转子8的侧按压,作为压力板发挥作用。吸入口22b、22c及排出口23b、23c分别隔着泵室82而在z轴方向上设置在大致对称的位置。由此,各泵室82的轴向两侧的压力平衡提高。向排出侧背压端口25b,25c及吸入侧背压端口24b,24c导入排出压室202的工作液。各缝隙80的背压室80a与背压端口24,25连通。各叶片81由于向背压室80a导入的工作液的压力而被按在凸轮环9的内周面上。吸入压室201经由第一轴承润滑通路191而与油封设置孔29连通。油封2h中的剩余的工作液由于吸入区域中的泵吸入作用而被向各泵室82供给。由此,能够抑制上述剩余的工作液从油封2h向泵外壳2的外部漏出的情况。

[0042] 控制阀4通过对第一流体压室91的压力进行控制而作为对凸轮环9相对于转子8的偏心量 δ 进行控制的控制机构发挥作用,通过对 δ 进行控制而作为对泵排出压进行控制的压力控制单元发挥作用。向控制阀4的高压室41,经由高压通路15导入排出通路14中的比测流孔16靠上游侧的比较高的压力(以下,称作高压。)。向控制压室42,经由控制压通路17导入排出通路14中的比测流孔16靠下游侧的比较低压力(中程度的压力。以下,称作控制压)。向低压室43,经由排泄通路12从吸入通路10导入低压(泵吸入压)。滑阀40基于控制压室42与高压室41的压力差(高压与控制压的压差)而在x轴方向上移动,由此,高压室41与第一流体压室91的连通状态被切换。即,控制阀4对经由第一流体压通路181的向第一流体压室91的工作液的供给状态进行切换。经由第二流体压通路182始终向第二流体压室92导入低压(泵吸入压)。凸轮环9由于两流体压室91,92间的压力差而摆动,由此 δ 增减。

[0043] 在滑阀40向x轴负方向侧最大程度位移的初始状态下,滑阀收纳孔21中的第一流体压通路181的开口部的、与高压室41的连通被第一台肩部401切断,另一方面,与低压室43连通。由此,不向第一流体压室91供给高压,而是供给与第二流体压室92相同的低压。因而,

凸轮环9处于偏心状态。即,由于弹簧94的施力,凸轮环9位于偏心量 δ 成为最大的位置。由此,因为泵排量变大,因此泵排出流量与转速相应地增大。若与排出流量的增大相应地,控制压室42与高压室41的压力差增大,则滑阀40克服控制阀弹簧44的施力而向x轴正方向侧移动。当滑阀40向x轴正方向侧移动规定量以上时,第一流体压通路181的开口部的、与低压室43的连通逐渐被第一台肩部401切断,另一方面,与高压室41连通。由此,流路被切换,高压室41的工作液经由第一流体压通路181向第一流体压室91流入。向第一流体压室91供给高压,第二流体压室92保持着低压。由此,由于第一流体压室91的压力,凸轮环9克服弹簧94的施力而向使第二流体压室92的容积缩小的方向摆动。偏心量 δ 变小,泵排量变小,所以即使泵转速上升,泵排出流量也不会增大。

[0044] 即,滑阀40基于测流孔16的上游侧与下游侧的压差(排出流量)来切换流路。向第一流体压室91选择性地导入低压室43或高压室41的液压。若高压室41的工作液向第一流体压室91导入,则经由排出通路14向动力缸供给的流量被限制为必要的量。这样,测流孔16、高压通路15、控制压通路17、滑阀40、第一流体压通路181、第二流体压通路182、第一流体压室91以及第二流体压室92作为对泵元件3的排出流量进行控制的控制部发挥作用。需要说明的是,也可以是,通过滑阀40向x轴方向移动,控制压室42与第一流体压室91的连通状态进行切换。另外,也可以是,控制阀4通过(与第一流体压室91的压力一起或者代替第一流体压室91的压力地)调整第二流体压室92的压力来对 δ 进行控制。例如,也可以通过切换控制压室42与第二流体压室92的连通状态来对 δ 进行控制。

[0045] 泄压阀5在控制压室42的压力(排出通路14的侧的压力)超过了规定压力时,也就是说转向助力装置侧(负荷侧)的压力(负荷压)超过了规定压力时进行泄压动作,经由低压室43和排泄通路12使工作液向吸入通路10回流。由此,能够抑制负荷压的过度增大。

[0046] [排出流量的变动抑制]

[0047] 在图6中,在泵室82加压后的工作液从压力板2c的各连通孔部321,322,323,324向排出压室202流入。流入的工作液在各腔体部36,37,38,39中降低压力脉动,进而而在各节流部63,64,65整流之后,从测流孔16送向排出通路14、向转向助力装置的动力缸供给。

[0048] 在本实施方式中,各整流壁33,34,35中位于最下游侧(靠近测流孔16的一侧)的第一整流壁33,比各连通孔部321,322,323,324中位于最下游侧的第一连通孔部321靠下游侧(图6的周向一侧)设置。也就是说,第一整流壁33不与各连通孔部321,322,323,324在z轴方向上相对。在此,在第一整流壁与第一连通孔部在泵的轴向上相对的情况下,从第一连通孔部流入到排出压室的工作液与从其他的连通孔部流入到排出压室的工作液在第一节流部合流。随着该合流,尤其是在已经使泵的转速变化时,通过第一节流部的工作液的压力变动,无法获得足够的整流效果。由于第一节流部位于各节流部中的最下游侧,所以对测流孔的上游侧压力带来的影响大。也就是说,在通过第一节流部无法获得足够的整流效果的情况下,测流孔的上游侧液压会变动。若测流孔的上游侧压力变动,则控制阀的滑阀的位置不稳定,因此伴随于此,凸轮环摆动,从而泵的排出流量变动。在现有的可变排量型叶片泵中丝毫没有考虑到这一点。

[0049] 相对于此,在本实施方式的泵1中,通过第一节流部63的工作液流为一个,所以能够抑制通过第一节流部63的工作液的压力变动。因而,通过第一节流部63能够获得足够的整流效果,能够抑制测流孔16的上游侧压力(第一腔体部36的压力)的变动。其结果是,能够

抑制使泵1的转速变化时的排出流量的变动。而且,在第一整流壁33的下游侧不存在连通孔,向第一腔体部36流入的工作液流为一个,所以通过第一腔体部36能够获得足够的脉动降低效果。

[0050] 压力板2c的连通孔32具有四个连通孔部321,322,323,324。由此,与将连通孔32形成单个孔的情况相比,能够使各连通孔部321,322,323,324小径化,并且能够利用在各连通孔部321,322,323,324之间设置的连接部提高压力板2c的刚性。

[0051] 第一连通孔部321在周向上设置在第一整流壁33与第二整流壁34之间。由此,能够抑制从第一连通孔部321流入到排出压室202的工作液与从其他的连通孔部322,323,324流入到排出压室202的工作液在第二节流部64合流。由此,能够抑制第一连通孔部321对第二节流部64的节流效果的影响。

[0052] 第三整流壁35不与各连通孔部321,322,323,324在z轴方向上相对。由此,工作液不在第三节流部65合流,所以能够抑制通过第三节流部65的工作液的压力变动。因而,通过第三节流部65能够获得足够的整流效果,能够进一步抑制测流孔16上游侧压力的变动。

[0053] 第一节流部63及第三节流部65的z轴方向的长度比第二节流部64的z轴方向的长度短。通过使第一节流部63的开口面积比第二节流部64的开口面积小,能够提高各节流部63,64,65中对测流孔16的上游侧压力带来的影响最大的第一节流部63的整流效果。另外,通过使第三整流壁35的高度(z轴方向长度)比第二整流壁34高,能够提高较大空间的排出压室202的刚性。

[0054] 第一节流部63的z轴方向的长度与第三节流部65的z轴方向的长度相同。通过使各节流部63,64,65中的第一节流部63的流路截面积成为最小的之一,能够提高基于第一节流部63的整流效果。

[0055] 排出压室202具有第一腔体部36,该第一腔体部36设置在第一整流壁33与测流孔16的一端侧开口部16a之间,流路截面积比第一节流部63的截面积及一端侧开口部16a的截面积大。通过利用第一腔体部36降低测流孔16的即将导入之前的工作液的压力脉动,能够进一步抑制测流孔16的上游侧压力的变动。

[0056] 排出通路14的一端侧开口部14a设置为在z轴方向上相对于第一节流部63错开。由此,同第一节流部63与排出通路14的一端侧开口部14a相对的情况相比,能够提高第一腔体部36的脉动降低效果。

[0057] 在形成第一腔体部36的前体2a的周向一端侧内周面60,在包括一端侧开口部16a的规定区域,设有通过机械加工而被磨削的机械加工面60a。通过机械加工对一端侧开口部16a高精度地进行加工,测流孔16的尺寸精度提高。其结果是,能够提高控制阀4的控制精度。

[0058] (其他实施方式)

[0059] 以上,基于实施方式对本发明进行了说明,但本发明的具体的结构不限于实施方式所示的结构,即使存在不脱离发明的要旨的范围的设计变更等也包含于本发明。

[0060] 例如,本发明的可变排量型叶片泵也能够适用于转向助力装置以外的液压设备。

[0061] 可以使第一整流壁33比第三整流壁35长。

[0062] 可以将第二整流壁34配置成在z轴方向上不与连通孔32相对。由此,第二节流部64中的工作液流成为一个,因此,通过第二整流壁34能够获得足够的整流效果,能够进一步抑

制测流孔16的上游侧压力的变动。

[0063] 对于能够根据以上说明的实施方式所掌握的技术构思,如下所述。

[0064] 可变排量型叶片泵,在其一个方案中,具备:泵外壳,其具有第一外壳和第二外壳,所述第一外壳具有筒状部和设置在所述筒状部的一端侧的底部,所述第二外壳设置在所述筒状部的另一端侧并将所述筒状部的另一端侧封闭;驱动轴,其旋转自如地设置于所述泵外壳;转子,通过所述驱动轴而旋转,并且具有缝隙;叶片,其以能够进退的方式设置在所述转子的缝隙;凸轮环,其在所述筒状部内,以能够相对于前驱动轴的旋转轴线移动的方式设置,形成为筒状,与所述转子及叶片一起形成多个泵室;吸入口,其设置于所述泵外壳,形成为在所述多个泵室中随着所述转子的旋转而所述泵室的容积增大的吸入区域开口;高压室,其设置于所述第一外壳,相对于所述驱动轴配置在所述吸入口的相反侧,以在所述多个泵室中随着所述转子的旋转而所述泵室的容积减少的排出区域开口的方式形成为大致圆弧状;排出通路,其设置于所述第一外壳,用于将工作液向所述泵外壳的外部排出,以所述排出通路的一端侧开口部在所述高压室开口的方式设置;压力板,其在所述驱动轴的旋转轴线的方向上设置在所述转子与所述高压室之间,具有将所述泵室与所述高压室连通的连通孔,由于所述高压室内的工作液的压力而被向所述转子侧施力;节流孔,其设置于所述排出通路;控制机构,其设置于所述泵外壳,基于所述节流孔的前后压差而被控制,对所述凸轮环的移动进行控制;多个肋部,其设置在所述高压室内,形成为连接所述高压室的内周面中在所述驱动轴的旋转轴线的径向上彼此相对的一对区域彼此,所述多个肋部具有:第一肋部,其在绕所述驱动轴的旋转轴线的方向上设置在离所述排出通路的一端侧开口部最近的一侧,并且设置为在所述驱动轴的旋转轴线的方向上不与所述连通孔相对;第二肋部,其相对于所述第一肋部设置在所述排出通路的一端侧开口部的相反侧。

[0065] 在更加优选的方案中,在上述方案的基础上,所述压力板的所述连通孔具有:第一连通孔部,其在绕所述驱动轴的旋转轴线的方向上设置在离所述排出通路的一端侧开口部最近的一侧;第二连通孔部,其相对于所述第一连通孔部设置在所述排出通路的一端侧开口部的相反侧。

[0066] 在另一优选的方案中,在上述任一方案的基础上,所述第一连通孔部在绕所述驱动轴的旋转轴线的方向上在比所述第一肋部靠所述排出通路的一端侧开口部的相反侧设置。

[0067] 在又一优选的方案中,在上述任一方案的基础上,所述第一连通孔部在绕所述驱动轴的旋转轴线的方向上设置在所述第一肋部与所述第二肋部之间。

[0068] 在又一优选的方案中,在上述任一方案的基础上,所述第二肋部设置为在所述驱动轴的旋转轴线的方向上不与所述连通孔相对。

[0069] 在又一优选的方案中,在上述任一方案的基础上,具有第三肋部,该第三肋部设置在所述高压室内,在绕所述驱动轴的旋转轴线的方向上相对于所述第二肋部设置在所述第一肋部的相反侧,所述第三肋部设置为在所述驱动轴的旋转轴线的方向上不与所述连通孔相对。

[0070] 在又一优选的方案中,在上述任一方案的基础上,具有第三肋部,该第三肋部设置于所述高压室,在绕所述驱动轴的旋转轴线的方向上相对于所述第二肋部设置在所述第一肋部的相反侧,所述第一肋部和所述第三肋部设置为,所述驱动轴的旋转轴线的方向上的

与所述压力板之间的间隙的大小比所述第二肋部的所述间隙的大小小。

[0071] 在又一优选的方案中,在上述任一方案的基础上,所述第一肋部形成为所述驱动轴的旋转轴线的方向上的与所述压力板之间的间隙的大小与所述第三肋部的所述间隙的大小相同或者比所述第三肋部的所述间隙的大小小。

[0072] 在又一优选的方案中,在上述任一方案的基础上,所述高压室具有腔体部,该腔体部设置在所述第一肋部与所述排出通路的一端侧开口部之间,流路截面积比所述第一肋部与所述压力板之间的间隙的截面积及所述排出通路的一端侧开口部的截面积大。

[0073] 在又一优选的方案中,在上述任一方案的基础上,所述排出通路的一端侧开口部设置为,在所述驱动轴的旋转轴线的方向上相对于所述第一肋部与所述压力板之间的间隙错开。

[0074] 在又一优选的方案中,在上述任一方案的基础上,所述节流孔与所述排出通路的一端侧开口部相邻地设置,所述腔体部具有通过机械加工而被磨削的机械加工面,该机械加工面是所述腔体部的内周面,并且在设有所述排出通路的一端侧开口的区域设置。

[0075] 以上,仅对本发明的几个实施方式进行了说明,但对于本领域技术人员来说能够容易地理解,能够实质上不脱离本发明的新颖的启示和优点地对所例示的实施方式实施各种变更或改良。因此,意在将实施了这样的变更或改良的实施方式包含于本发明的技术范围中。也可以对上述实施方式任意地进行组合。

[0076] 本申请基于2016年3月7日提交的日本国专利申请第2016-043541号主张优先权。本申请在此参照并整体引入2016年3月7日提交的日本国专利申请第2016-043541号的包括说明书、权利要求书、附图以及说明书摘要在内的全部公开内容。

[0077] 附图标记说明

[0078] 0旋转轴线;1可变排量型叶片泵;2泵外壳;2a前体(第一外壳);2b后体(第二外壳);2c压力板;4控制阀(控制机构);6驱动轴;8转子;9凸轮环;14排出通路;14a一端侧开口部;16测流孔;20a底部;22吸入口;32连通孔;36第一腔体部;37第二腔体部;38第三腔体部;39第四腔体部;60周向一端侧内周面;60a机械加工面;63第一节流部(第一肋部);64第二节流部(第二肋部);65第三节流部(第三肋部);81叶片;82泵室;202排出压室(高压室);211筒状部;321第一连通孔部;322第二连通孔部;323第三连通孔部;324第四连通孔部。

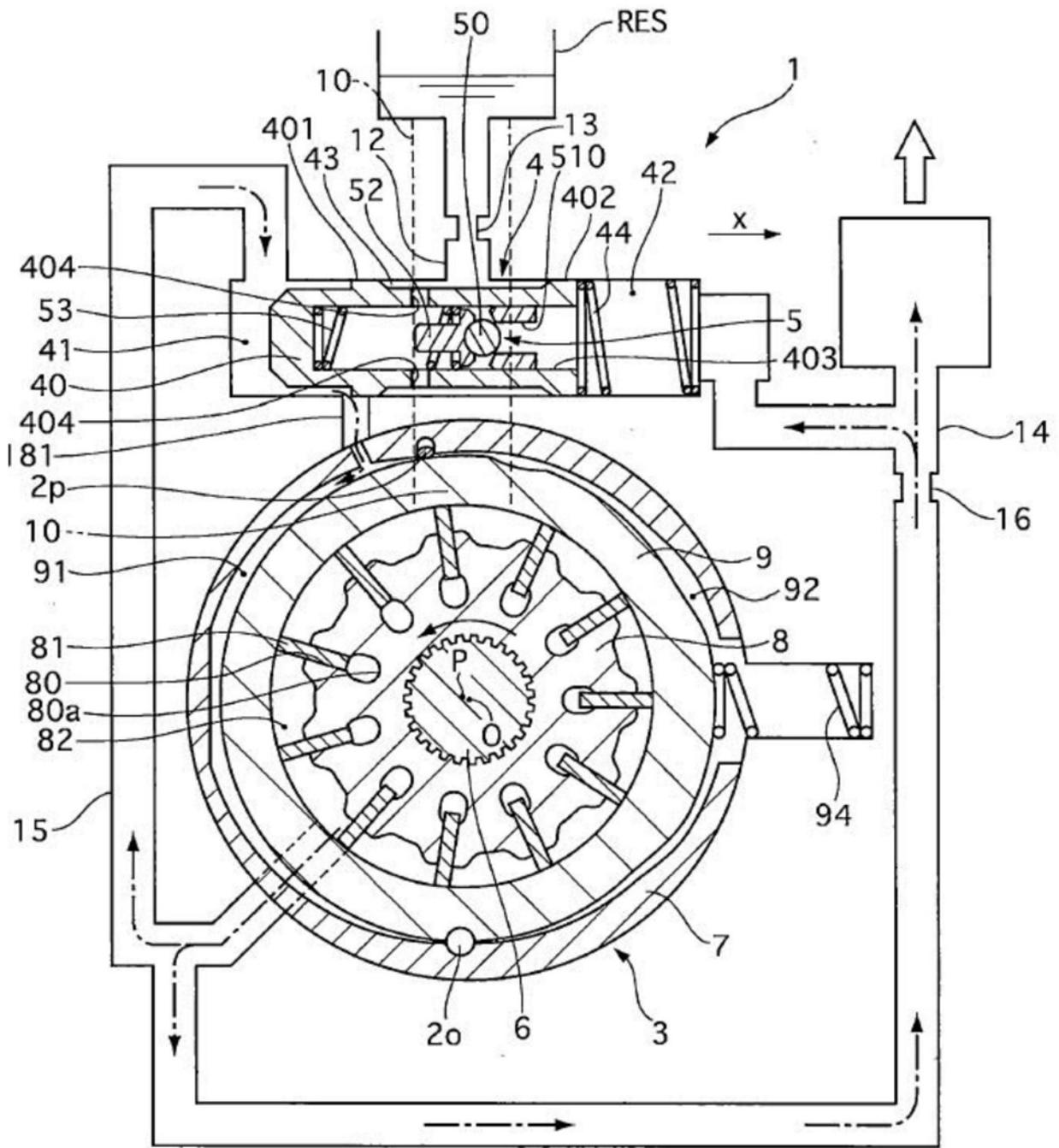


图1

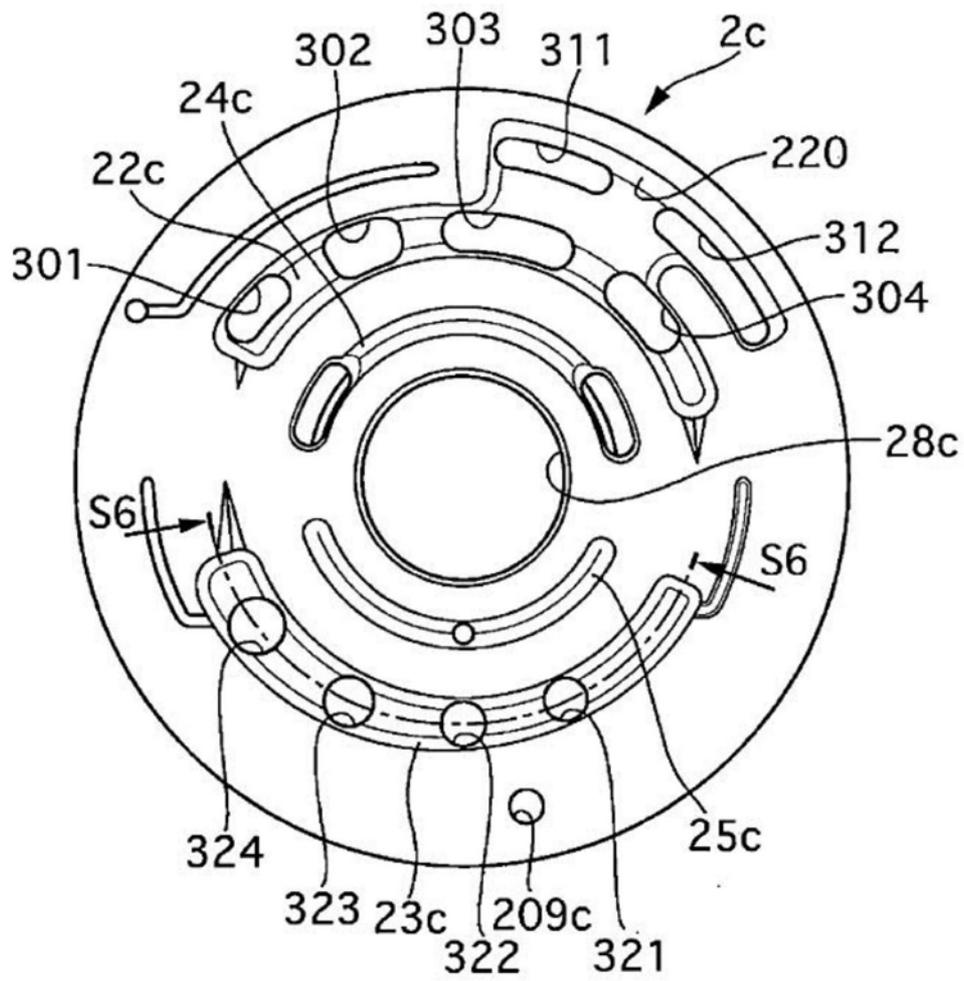


图4

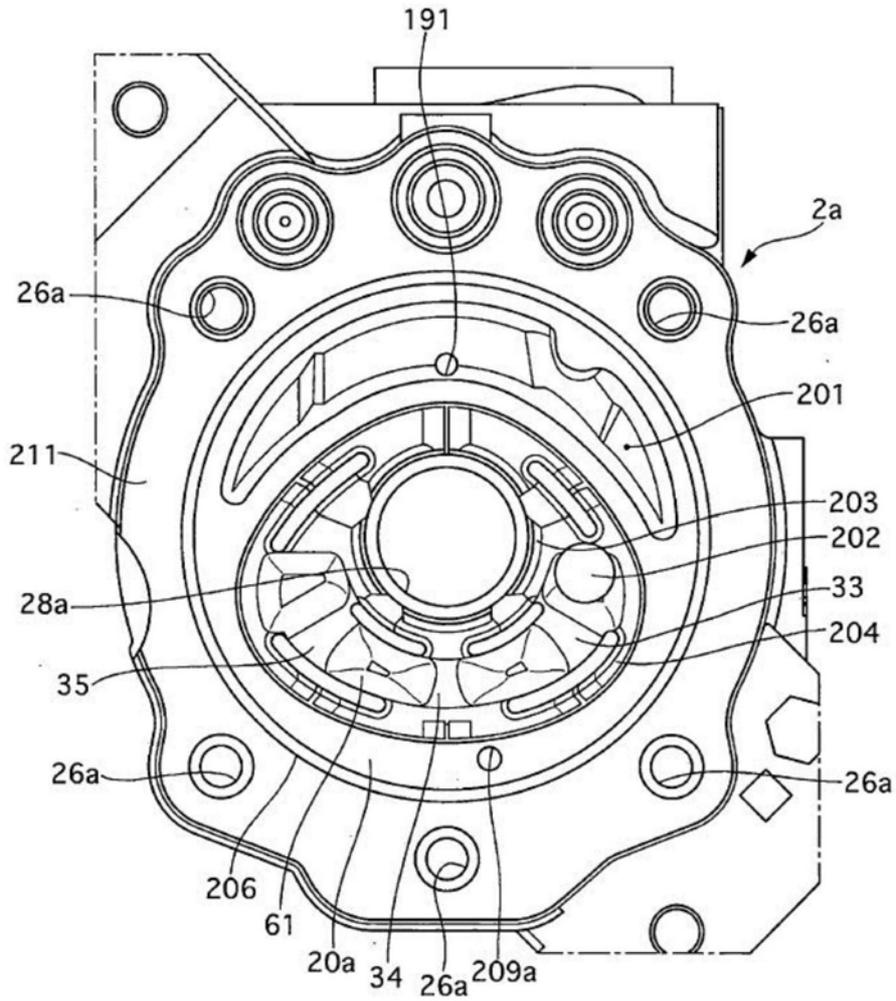


图5

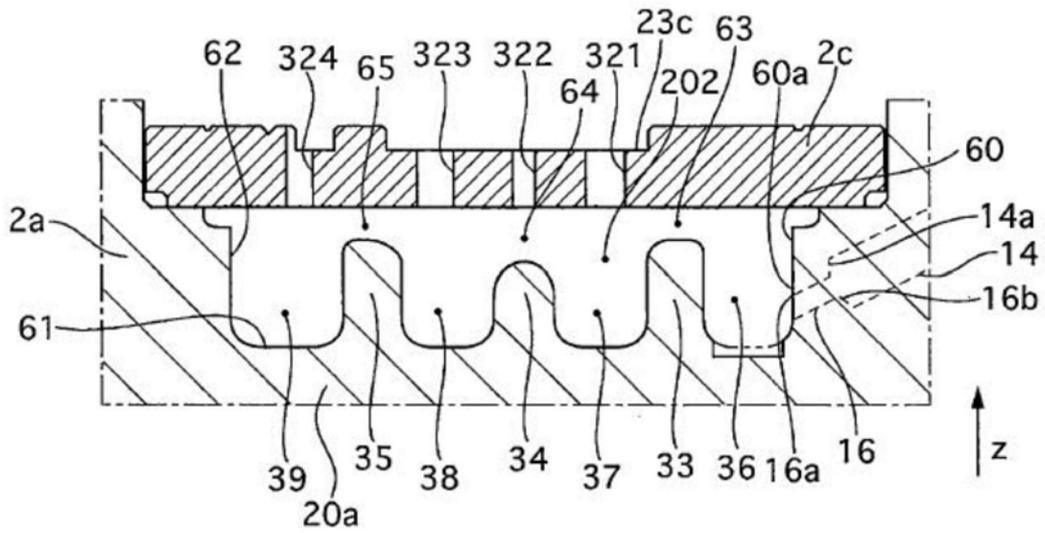


图6