



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 110573732 B

(45) 授权公告日 2021.04.13

(21) 申请号 201880026430.7

(22) 申请日 2018.04.13

(65) 同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 110573732 A

(43) 申请公布日 2019.12.13

(30) 优先权数据
2017-085326 2017.04.24 JP

(85) PCT国际申请进入国家阶段日
2019.10.21

(86) PCT国际申请的申请数据
PCT/JP2018/015467 2018.04.13

(87) PCT国际申请的公布数据
W02018/198811 JA 2018.11.01

(73) 专利权人 日立江森自控空调有限公司
地址 日本东京都

(72) 发明人 坪野勇 香曾我部弘胜 岸康弘
土屋直洋 竹泽谦治 渡边敬悟

(74) 专利代理机构 北京银龙知识产权代理有限公司 11243
代理人 张敬强 金成哲

(51) Int.CI.
F04B 27/02 (2006.01)

审查员 何卿

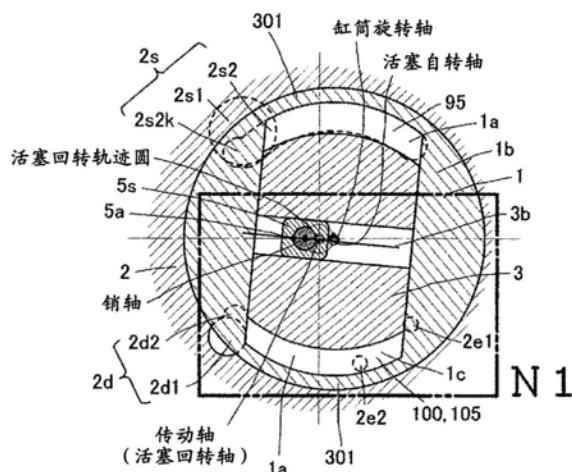
权利要求书2页 说明书18页 附图19页

(54) 发明名称

滚筒式容积型压缩机

(57) 摘要

本发明的滚筒式容积型压缩机具备：具有缸筒槽的圆柱状的滚筒；具有滑动槽的回转活塞；具有销机构的静止缸筒；活塞旋转驱动源；驱动传递部；框架；以及内置回转活塞、滚筒、静止缸筒、活塞旋转驱动源、驱动传递部及框架的外壳，其中，回转活塞、滚筒及静止缸筒构成压缩部，回转活塞在缸筒槽内相对地进行往复运动，在静止缸筒设有吸入流路、喷出流路及旁通阀流路，通过往复运动在压缩部形成有吸入室、压缩室及喷出室，旁通阀流路中，形成于压缩部的压缩室以最低的压力的状态连接的最低压旁通阀流路的开口部亦即最低压旁通口配置为，压缩室面向喷出流路的开口部或最低压旁通口的至少一个。由此，滚筒式容积型压缩机中，能抑制压缩行程中的过压缩。



1. 一种滚筒式容积型压缩机，其特征在于，具备：
圆柱状的滚筒，其具有缸筒槽；
回转活塞，其具有滑动槽；
静止缸筒，其具有销机构；
活塞旋转驱动源，其是上述回转活塞的回转运动的驱动源；
驱动传递部，其连接上述回转活塞与上述活塞旋转驱动源；
框架，其供上述驱动传递部贯通；以及
外壳，其内置上述回转活塞、上述滚筒、上述静止缸筒、上述活塞旋转驱动源、上述驱动传递部以及上述框架，
上述回转活塞、上述滚筒以及上述静止缸筒构成压缩部，
上述回转活塞在上述缸筒槽内相对地进行往复运动，
在上述静止缸筒设有吸入流路、喷出流路以及旁通阀流路，
通过上述往复运动，在上述压缩部形成吸入室、压缩室以及喷出室，
上述旁通阀流路中，形成于上述压缩部的压缩室以最低的压力的状态连接的最低压旁通阀流路的开口部亦即最低压旁通口以上述压缩室面向上述喷出流路的开口部和上述最低压旁通口的至少一个的方式进行配置，
上述最低压旁通口的作为其矩心的最低压口中心配置在前进半径线的旋转前进侧区域内，其中，上述前进半径线是连接压缩行程开始时的上述压缩室的缸筒前进隅点与上述滚筒的旋转中心的线段。
2. 根据权利要求1所述的滚筒式容积型压缩机，其特征在于，
上述最低压旁通口配置为，当上述压缩室的缸筒前进侧线通过作为上述最低压旁通口的矩心的最低压口中心时，上述最低压口中心位于比划分上述压缩室的上述回转活塞的活塞前端线向上述压缩室的缸筒前端线的一侧远离的位置。
3. 根据权利要求2所述的滚筒式容积型压缩机，其特征在于，
上述最低压口中心配置在以上述压缩室的缸筒后退侧线与上述活塞前端线的交点的轨迹和上述压缩行程开始时的上述缸筒前进侧线相交的交点亦即重叠点为中心并以回转直径为半径的区域内。
4. 根据权利要求3所述的滚筒式容积型压缩机，其特征在于，
上述最低压旁通口的至少一部分配置在上述压缩行程开始时的上述缸筒前进侧线的旋转后退侧区域内。
5. 根据权利要求4所述的滚筒式容积型压缩机，其特征在于，
上述回转活塞的活塞前端面形成为，上述活塞前端线的与上述缸筒后退侧线相交的交点处的切线比缸筒外周线的与上述缸筒后退侧线的延长线相交的交点处的切线更接近上述缸筒后退侧线的方向，其中，上述缸筒外周线是作为上述滚筒的外周面的缸筒外周面的投影图形。
6. 根据权利要求5所述的滚筒式容积型压缩机，其特征在于，
上述回转活塞的两个活塞前端面共享一个圆柱的中心轴，并构成上述圆柱的侧面。
7. 根据权利要求5所述的滚筒式容积型压缩机，其特征在于，
上述回转活塞的两个活塞前端面分别具有半圆柱的侧面形状。

8. 根据权利要求1至7任一项中所述的滚筒式容积型压缩机，其特征在于，上述最低压旁通口为圆形状。
9. 根据权利要求1至7任一项中所述的滚筒式容积型压缩机，其特征在于，上述旁通阀流路设有两个。
10. 根据权利要求1至7任一项中所述的滚筒式容积型压缩机，其特征在于，上述旁通阀流路设有一个。

滚筒式容积型压缩机

技术领域

[0001] 本发明涉及一种滚筒式容积型压缩机。

背景技术

[0002] 滚筒式容积型压缩机是在几何学上利用独特的轨迹(内摆线)的压缩机。

[0003] 专利文献1中公开一种具有旁通孔的滚筒式容积型压缩机,该滚筒式容积型压缩机的储油部的压力构成为与喷出室的压力相等,并且通过设置连接储油部与滑动槽的油连通路,来向固定销及滑动槽供给储油部的润滑油。该滚筒式容积型压缩机具有固有容积比。

[0004] 现有技术文献

[0005] 专利文献

[0006] 专利文献1:国际公开第2016/067355号

发明内容

[0007] 发明所要解决的课题

[0008] 在专利文献1所记载的具有固有容积比的滚筒式容积型压缩机中,从固有压缩行程的将要开始前起与压缩室连接的最低容积比例的旁通阀流路(由于压缩室的压力水平最低,所以在下文中称作“最低压旁通阀流路”。)开口的旋转角期间(滚筒旋转角期间)较短。因此在固有压缩行程整个期间的压缩室设置旁通阀流路,从而有面向高压力比例的压缩室的旁通阀流路数量增加、制造成本增大的问题。并且,即使面向高压力比例的压缩室的旁通阀流路数量相同,多个旁通阀流路开口的旋转角期间(滚筒旋转角期间)的重叠等也变少。因此,旁通阀流路阻力变小的旋转角期间(滚筒旋转角期间)变短,有抑制过压缩的效果、避免液体压缩的效果降低的问题。

[0009] 本发明提供一种滚筒式容积型压缩机,其目的在于,抑制压缩行程中的过压缩。

[0010] 用于解决课题的方案

[0011] 本发明的滚筒式容积型压缩机具备:圆柱状的滚筒,其具有缸筒槽;回转活塞,其具有滑动槽;静止缸筒,其具有销机构;活塞旋转驱动源,其是回转活塞的回转运动的驱动源;驱动传递部,其连接回转活塞与活塞旋转驱动源;框架,其供驱动传递部贯通;以及外壳,其内置回转活塞、滚筒、静止缸筒、活塞旋转驱动源、驱动传递部以及框架,回转活塞、滚筒以及静止缸筒构成压缩部,回转活塞在缸筒槽内相对地进行往复运动,在静止缸筒设有吸入流路、喷出流路以及旁通阀流路,通过往复运动,在压缩部形成吸入室、压缩室以及喷出室,旁通阀流路中,形成于压缩部的压缩室以最低的压力的状态连接的最低压旁通阀流路的开口部亦即最低压旁通口配置为,压缩室面向喷出流路的开口部或者最低压旁通口的至少一个。

[0012] 发明的效果

[0013] 根据本发明,在滚筒式容积型压缩机中,能够抑制压缩行程中的过压缩。

附图说明

- [0014] 图1是横切实施例1的RC压缩机的旁通阀及喷出流路的纵剖视图。
- [0015] 图2是图1的A-A剖视图。
- [0016] 图3是图1的B-B剖视图。
- [0017] 图4是示出实施例1的RC压缩机的滚筒的立体图。
- [0018] 图5是示出实施例1的RC压缩机的回转活塞的立体图。
- [0019] 图6是示出具有实施例1的固定销的静止缸筒的仰视图。
- [0020] 图7是示出实施例1的RC压缩机的框架的立体图。
- [0021] 图8是示出实施例1的RC压缩机的压缩部的结构的分解立体图。
- [0022] 图9是图1的P部的放大剖视图。
- [0023] 图10是示出实施例1的RC压缩机的销滑动机构的滑块的立体图。
- [0024] 图11是使用在比图1的B-B截面稍微向回转活塞侧偏离后的截面中观察的图来示出实施例1的RC压缩机的压缩动作的流程图。
- [0025] 图12是示出实施例1的RC压缩机的旁通阀流路的图1的Q部的放大剖视图。
- [0026] 图13是示出实施例1的RC压缩机的滚筒的俯视图。
- [0027] 图14是示出实施例1的RC压缩机的回转活塞的俯视图。
- [0028] 图15是示出实施例1的RC压缩机的吸入行程开始的工作室和压缩行程开始的工作室共存的状态(图11的曲柄角0deg)的放大剖视图。
- [0029] 图16是示出实施例1的RC压缩机的一个工作室从固有压缩行程移至固有喷出行程的状态(图9的曲柄角180deg与225deg之间)的放大剖视图。
- [0030] 图17是图16所示的N1部的放大剖视图。
- [0031] 图18是示出实施例2的RC压缩机的滚筒的俯视图。
- [0032] 图19是示出实施例2的RC压缩机的回转活塞的俯视图。
- [0033] 图20是示出实施例2的RC压缩机的吸入行程开始时的状态(图9的曲柄角0deg)的放大剖视图。
- [0034] 图21是示出实施例2的RC压缩机的一个工作室从固有压缩行程移至固有喷出行程的状态(图9的曲柄角180deg与225deg之间)的放大剖视图。
- [0035] 图22是图21的N2部的放大剖视图。
- [0036] 图23是示出实施例3的RC压缩机的滚筒的俯视图。
- [0037] 图24是示出实施例3的RC压缩机的回转活塞的俯视图。
- [0038] 图25是示出实施例3的RC压缩机的吸入行程开始时的状态(图9的曲柄角0deg)的放大剖视图。
- [0039] 图26是示出实施例3的RC压缩机的一个工作室从固有压缩行程移至固有喷出行程的状态(图9的曲柄角180deg与225deg之间)的放大剖视图。
- [0040] 图27是图26的N3部的放大剖视图。
- [0041] 图28是实施例4的RC压缩机的图1的Q部的放大剖视图。

具体实施方式

- [0042] 本发明涉及一种滚筒式容积型压缩机(在下文中也称作“RC压缩机”。),该压缩机

的代表性结构为,将回转的回转活塞、与该回转活塞联动地旋转的滚筒、以及嵌入上述部件的静止缸筒作为三个主要的压缩要素的形式,由上述压缩要素进行作为工作流体的气体的压缩。此处,工作流体不仅包括空气等非凝缩气体,还包括在空调机、冷冻机中使用的制冷剂。

[0043] 本说明书中,对一种滚筒式容积型压缩机进行说明,该滚筒式容积型压缩机具备使回转活塞及滚筒的自转速度同步的旋转同步单元、和将回转活塞的自转速度规定为回转速度的一半的自转半减单元,并使压缩动作顺畅地继续,但当然也可以是不设置上述单元的形式。在专利文献1中对具有旋转同步单元及自转半减单元的上述的三个主要压缩要素的压缩动作进行了详细说明,从而在本说明书中省略详细的说明。

[0044] 滚筒式容积型压缩机中,压缩室伴随压缩动作而向一个方向旋转移动。因此,通过在向变成所希望的喷出压力的压缩室容积缩小的压缩室旋转位置开设喷出孔,能够在不设置喷出阀的情况下构成喷出流路。作为利用这样的压缩室移动的结构的无喷出阀的容积型压缩机,还有滚动压缩机。这样的无喷出阀容积型压缩机的喷出流路阻力减少,从而能够抑制喷出时的压缩室内的不必要的压力上升。因而,压缩机所消耗的能量减少,提高压缩机效率。

[0045] 但是,相反地,由于喷出孔向压缩室开口而开始喷出行程时的压缩室容积变得恒定,所以与原本恒定的压缩行程开始时(吸入行程结束时)的压缩室容积(排除容积)对照地,喷出开始时的容积比(排除容积/喷出开始时的压缩室容积,将其称作“固有容积比”。)变得恒定。其结果,由与固有容积比对应的喷出压力/吸入压力定义的压力比(称作“固有压力比”,为固有容积比的工作流体的绝热指数的乘方。)中,实现较高的压缩机效率,而相反地在以从固有压力比偏离的压力比进行了运转的情况(在下文中将该压力比称作“运转压力比”。)下,压缩机效率降低。

[0046] 在该运转压力低于固有压力比的情况下,产生作为多余的压缩工作的过压缩,能量消耗增大,压缩机效率降低。为了抑制这样的过压缩,具备连接压缩行程后半部分的压缩室与喷出系统的旁通流路,并在该流路设置仅允许从压缩室向喷出系统的流动的旁通阀,来提高压缩机效率。这样,必需在旁通流路设置旁通阀,从而在下文中也将旁通流路称作“旁通阀流路”。

[0047] 另外,在液化了的工作流体进入压缩室的情况下,产生液体压缩而压缩室内变成异常的高压,对压缩部、轴承施加较大的负荷,从而上述部件损伤的概率上升,可靠性降低。由于这样的液体压缩在包括压缩行程的开始时在内的前半部分产生,所以需要设置在从压缩行程开始至压缩行程前半部分时连接压缩室与喷出系统的旁通阀流路,来确保压缩机的可靠性。

[0048] 此处,在设有旁通阀流路的情况下,根据运转条件,有在压缩室到达喷出孔之前压缩行程结束而移至喷出行程的情况。因此,在下文中为了避免混乱,将喷出行程中的与喷出孔的喷出流路连接的喷出行程称作“固有喷出行程”。另外,将从压缩行程开始起至与喷出孔的喷出流路连接为止的行程称作“固有压缩行程”。

[0049] 如上所述,在无喷出阀且具有固有容积比的滚筒式容积型压缩机中,需要在扩大还追加有固有压缩行程开始之前(吸入行程结束之前)期间和固有压缩行程结束之后(固有喷出行程开始之后)期间的固有压缩行程的期间内的压缩室(确切地说,固有压缩行程开始

之前期间内的吸入室、固有压缩行程结束之后期间的喷出室)设置旁通阀流路。

[0050] 在下文中,对本发明的实施方式的构成要素等进行说明。

[0051] 喷出流路也可以由主喷出流路和旁通阀流路构成。此处,主喷出流路总是与工作室容积比为预定固有容积比以上的工作室连通,其中,工作室容积是针对工作室的容积的压缩行程开始时的工作室容积之比。并且,旁通阀流路与固有容积比以下的工作室、其前后的吸入室以及喷出室连接,再者在中途设有仅在工作室内的压力为喷出压力以上的情况下进行开口动作的旁通阀。

[0052] 最低压旁通口是旁通阀流路中与压力最低的压缩室连接的最低压旁通阀流路的工作室侧开口部。

[0053] 最低压旁通口的作为其矩心的最低压口中心优选配置在前进半径线的旋转前进侧区域内,其中,前进半径线是连接压缩行程开始时的压缩室的缸筒前进隅点与滚筒的旋转中心的线段。

[0054] 缸筒侧面是设于作为缸筒孔的内表面的缸筒罩面并在压缩行程开始时划分压缩室的缸筒槽的侧面。

[0055] 缸筒前进侧线是缸筒侧面中作为旋转前进侧侧面的缸筒前进侧面向成为缸筒罩面的端面的缸筒端面投影的投影图形。

[0056] 缸筒前端线是作为缸筒槽的前端面的缸筒前端面向缸筒端面投影的投影图形。

[0057] 前进半径线是从作为连接点的缸筒前进隅点起连接滚筒的旋转中心的线段。

[0058] 作为最低压旁通口的矩心的最低压口中心优选配置在前进半径线的旋转前进侧区域内。

[0059] 另外,最低压旁通口在面积基准中其面的90%优选配置在前进半径线的旋转前进侧区域内,其中,前进半径线是连接压缩行程开始时的压缩室的缸筒前进隅点与滚筒的旋转中心的线段。

[0060] 最低压旁通口优选配置为,在压缩室的缸筒前进侧线通过作为最低压旁通口的矩心的最低压口中心时,最低压口中心成为比划分压缩室的回转活塞的活塞前端线向压缩室的缸筒前端线的一侧远离的位置。

[0061] 最低压口中心优选配置在以压缩室的缸筒后退侧线与活塞前端线的交点的轨迹和压缩行程开始时的缸筒前进侧线相交的交点亦即重叠点作为中心、并以回转直径作为半径的区域内。

[0062] 最低压旁通口的至少一部分优选配置在压缩行程开始时的缸筒前进侧线的旋转后退侧区域内。

[0063] 换言之,为了避免液体压缩,旁通阀流路优选配置为产生吸入室与吸入流路及旁通阀流路均连通的部位。

[0064] 活塞前端面优选形成为,活塞前端线的与缸筒后退侧线相交的交点处的切线为比缸筒外周线的与缸筒后退侧线的延长线相交的交点处的切线更接近缸筒后退侧线的方向,其中,缸筒外周线是作为滚筒的外周面的缸筒外周面向缸筒端面投影的投影图形。

[0065] 回转活塞的两个活塞前端面也可以共享一个圆柱的中心轴,并构成该圆柱的侧面。

[0066] 回转活塞的两个活塞前端面也可以分别具有半圆柱的侧面形状。

[0067] 从制作性的观点看,最低压旁通口优选为圆形状。

[0068] 旁通阀流路优选设有两个。

[0069] 从抑制切换流路时的乱流的观点看,旁通阀流路优选设有一个。

[0070] 在下文中,使用多个实施例,适当地参照附图对本发明的滚筒式容积型压缩机及其效果进行详细说明。此外,使用同一图对各图中通用的部分进行说明。并且,各实施例的图中的同一符号表示同一或相当的部件,并省略重复的说明。此外,在并未作为示意图或示意性的图示部而记载的部位中,图示的各要素或者要素各部的尺寸比率表示一个实施方式。由此,图示的形状中的各尺寸的大小关系或尺寸比率、角度等也表示一个实施方式。并且,具体的尺寸值不限定于以下的实施例,但滚筒式容积型压缩机的外径优选在5mm至2000mm的范围内。

[0071] 实施例1

[0072] 图1示出实施例1的RC压缩机的整体结构。此外,在该图的说明中,简略地示出专利文献1所记载的结构。

[0073] 如该图所示,RC压缩机大致由压缩部、作为驱动源的马达7、以及储油部125构成。

[0074] 该图中,从由外壳圆筒部8a、外壳上盖8b以及外壳下盖8c构成的外壳内的上部起依次配置有压缩部、马达7以及储油部125。

[0075] 压缩部包括滚筒1、回转活塞3以及静止缸筒2作为对压缩的工作流体直接作用的构成要素。关于上述部件的材质,若回转活塞3、滚筒1以及静止缸筒2全部由铸铁制成,则能够将成本抑制为较低。并且,滚筒1也可以由铝合金制成,回转活塞3及静止缸筒2也可以由铸铁制成。这样一来,能够使被动地旋转的滚筒1变得轻型,从而能够难以引起动作不良,并且能够使运转顺畅。另外,若回转活塞3、滚筒1以及静止缸筒2全部由铝合金制成,则能够使RC压缩机整体变得轻型。

[0076] 压缩部是上部由静止缸筒2覆盖、下部由框架4覆盖的结构。在框架4设有由上主轴承24a和下主轴承24b构成的主轴承24。由该主轴承24以使曲轴6能够旋转的状态支撑有曲轴6。曲轴6向下方突出。

[0077] 压缩部中,由滚筒1、回转活塞3以及静止缸筒2形成工作室。工作室成为吸入室95或者压缩室100。

[0078] 在静止缸筒2设有以缸筒旋转轴作为中心轴的圆形的偏心缸筒孔2b。并且,在静止缸筒2的外周侧面具有缸筒外周槽2m。设有从静止缸筒2的上表面向偏心缸筒孔2b贯通的旁通孔2e。在偏心缸筒孔2b的底面设有销机构5。

[0079] 在压缩部设有吸入路2s及喷出孔2d1。吸入路2s由设于偏心缸筒孔2b的底面的吸入槽2s2、和从静止缸筒2的上表面与吸入槽2s2连接的吸入孔2s1构成。在静止缸筒2的上部,以覆盖比用于将静止缸筒2安装于框架4的缸筒螺栓90靠内侧的位置的方式配置有静止缸筒上部壁2w。在静止缸筒上部壁2w的上表面固定有喷出罩230,该喷出罩230覆盖喷出孔2d1、旁通孔2e等。而且,在静止缸筒上部壁2w的多个部位设有连接内周部与外周部的上部壁槽2w1。

[0080] 滚筒1具有形成缸筒槽的底面的缸筒底端板1a和缸筒槽外周壁301。而且,在滚筒1的底面中央部设有偏心轴插入孔1d。

[0081] 在回转活塞3的滑动槽3b内插入有销机构5。

[0082] 在设于回转活塞3的回转轴承孔3a(图2)压入有回转轴承23。在回转轴承23内插入有曲轴6的偏心轴6a。偏心轴6a经由偏心轴插入孔1d而与回转活塞3连接。在曲轴6的上部设有作为大径部的轴环部6c。在比轴环部6c靠上部的位置设有由偏心轴6a和直径比偏心轴6a的直径小的轴颈6d构成的偏心部。

[0083] 马达7由固定配置于外壳圆筒部8a的定子7b和固定配置于曲轴6的转子7a构成。此处,马达7是活塞旋转驱动源,并且也是轴旋转驱动源。在转子7a的上部固定有主平衡器80,并在下部固定有副平衡器82。它们起到使在压缩动作中回转运动的压缩要素(回转活塞3)的相互不平衡动态地变得平衡的作用。并且,在定子7b设有定子绕组7b2。

[0084] 储油部125是由外壳圆筒部8a、外壳下盖8c以及副框架35包围的区域。

[0085] 压缩部通过焊接等固定配置于外壳圆筒部8a。

[0086] 在曲轴6的下端设有具有升压能力的供油泵200。在曲轴6设有在中心轴方向上贯通中央的供油纵孔6b(供油路)。另外,在曲轴6设有与副轴承25、下主轴承24b、上主轴承24a连接的供油横孔(供油副横孔6g、供油下主横孔6f、供油上主横孔6e)。从供油上主横孔6e及供油主轴槽6k向上主轴承24a供油。

[0087] 从供油泵200喷出的油的一部分通过泵连结管6z的周围的缝隙而进入供油泵轴室150,并向副轴承25进行供油。

[0088] 由曲轴6、回转轴承23以及回转活塞3包围的区域是轴偏心端部空间115。从轴偏心端部空间115及偏心供油槽6h向回转轴承23供油。

[0089] 在框架4设有成为油的通路的多个底层放射槽4e。转子杯210以覆盖转子7a的周围的方式紧贴固定于框架4的下表面。通过底层放射槽4e后的油向背压室110、底层背压室110a流入,并从排油路4x向框架4的下方即转子杯210的外侧排出。

[0090] 在压缩部的外周,存在缸筒外周缝隙2g、框架外周缝隙4g等缝隙、缸筒外周槽2m、框架外周槽4m,它们成为喷出压力的工作流体的流路。

[0091] 吸入管50从外部向设于外壳8的内部的压缩部导入工作流体。喷出管55向外部喷出由压缩部升压后的工作流体。吸入管50及喷出管55设于外壳上盖8b。除此之外,在外壳上盖8b设有密封端子220。该密封端子220与马达线7b3连接,能够从外部的电源(未图示)向马达7的定子绕组7b2供电。

[0092] 从吸入管50导入的工作流体由压缩部升压,并从喷出管55向外部喷出。

[0093] 此处,对工作流体的流动进行说明。

[0094] 从吸入管50导入的工作流体在压缩部内被压缩,从喷出孔2d1、旁通孔2e等向上方吹出。而且,工作流体暂时碰触到喷出罩230。此时,工作流体所含有的油附着于喷出罩230,从而分离。油量变少了的工作流体从上部壁槽2w1吹出。而且,工作流体进一步碰触到外壳圆筒部8a的内壁,油再次分离。之后,工作流体进入外壳上部室120,从设于外壳上盖8b的喷出管55向装置的外部喷出。此外,在外壳上部室120内,工作流体的流速降低,因此稍微残留的油雾容易沉降,从而工作流体所含有的油量变得极少。

[0095] 另一方面,在压缩部的下方没有工作流体的主流,但喷出压力的工作流体通过作为压缩部的外周的缝隙的缸筒外周缝隙2g、框架外周缝隙4g,另外通过作为压缩部的外周槽的缸筒外周槽2m、框架外周槽4m而流入。由此,包括压缩部的下方在内的外壳空间整个区域变成喷出压力。即,实现高压腔方式。

[0096] 副轴承25由球体25a和全方位地旋转支撑该球体25a的球体支架25b构成。将曲轴6的下部插入至球体25a，并将该球体25a装配于球体支架25b，之后，将球体支架25b固定配置于与外壳圆筒部8a焊接在一起的副框架35。由此，副轴承25旋转支撑曲轴6的下部。

[0097] 接下来，对流向压缩部的下方的一部分油的流动进行说明。

[0098] 从排油路4x向框架4的下方流出的油向覆盖转子7a的周围并紧贴固定于框架4的下表面的转子杯210的外侧流出。而且，沿转子杯210的外周朝定子7b落下，另外通过定子绕组7b2所通过的孔、外周的定子切割面7b1而流至马达7下的空间。之后，少量油通过副框架中央孔35b向副轴承25的球体25a的内外周供给，其它油通过副框架周围孔35a向储油部125返回。

[0099] 此外，RC压缩机也能够朝向水平方向(横向)设置圆筒形状的外壳的中心轴。在该情况下，即使圆筒的中心轴倾斜，也没有问题。但是，在该情况下，需要调整作为储油部125的分隔件的副框架35的副框架周围孔35a以及副框架中央孔35b的配置，来使适量的润滑油滞留在储油部125内。

[0100] 以下的说明中，对与专利文献1所记载的各图的结构不同的部分进行记载，省略与专利文献1所记载的结构相同的结构的记载。

[0101] 图2是图1的A-A剖视图(压缩室形成部)。

[0102] 图3是B-B剖视图(回转活塞及滚筒与上方的静止缸筒之间的缝隙处的横剖视图)。

[0103] 此外，图2及图3所示的C1-C2-0-C3-C4是与图1的纵剖视图对应的部位，图1是通过C1-C2-0-C3-C4的纵剖视图。此处，C2、C3在图2、图3中各存在两处，这意味着在图1中省略了两个C2之间以及两个C3之间。

[0104] 图2中，在滚筒1设有缸筒槽外周壁301。缸筒槽外周壁301设于缸筒槽1c内的回转活塞3的往复运动的两端部。换言之，在缸筒圆柱设有将缸筒槽1c与作为滚筒1的外周面的缸筒外周面之间分隔的缸筒槽外周壁301。因此，在图2所示的截面中未设置吸入孔。

[0105] 在静止缸筒2的外周侧面的一部分设有缸筒外周槽2m，并配置为与设于下方的框架的框架外周槽4m连通。

[0106] 图3中，由双点划线示出实际上设于静止缸筒2的偏心缸筒孔2b的底面的吸入路2s。吸入路2s由设于偏心缸筒孔2b的底面的吸入槽2s2、从静止缸筒2的上表面与吸入槽2s2连接的吸入孔2s1、以及吸入槽曲折部2s2k构成。吸入槽2s2设于比缸筒槽外周壁301的内侧面靠内侧的位置。吸入槽曲折部2s2k设于比缸筒槽外周壁301的内侧面靠外侧且比缸筒槽外周壁301的外侧面靠内侧的位置。吸入槽2s2及吸入槽曲折部2s2k通过吸入孔2s1而与静止缸筒2的上表面部连通。

[0107] 在偏心缸筒孔2b的底面设有喷出槽2d2和喷出孔2d1。喷出孔2d1从静止缸筒2的上表面与喷出槽2d2连接。喷出槽2d2及喷出孔2d1构成喷出路2d。

[0108] 综上所述，吸入路2s(吸入流路)及喷出路2d(喷出流路)设于静止缸筒2，成为比缸筒槽外周壁301的内壁面靠中心轴、且面向压缩部的工作室的结构。

[0109] 图4是示出本实施例的滚筒的立体图。

[0110] 如该图所示，在滚筒1，至与缸筒上表面部1e相同的高度为止设有缸筒槽外周壁301。由此，工作室的侧面全部被密封。在缸筒槽1c的底面中央部设有偏心轴插入孔1d。

[0111] 图13是示出限定了图4的滚筒的缸筒槽外周壁301的形状的例子的俯视图。

[0112] 图13中,在滚筒1设有厚度均匀的均匀壁1w作为缸筒槽外周壁。并且,由双点划线示出当回转活塞3在缸筒槽1c内靠近图中左侧的均匀壁1w时的活塞偏心圆柱前端面3e(活塞前端面)的位置。活塞偏心圆柱前端面3e与偏心轴插入孔1d的图中右端之间的距离的最小值是最小密封宽度,通过充分确保最小密封宽度,能够在缸筒槽1c内可靠地进行由回转活塞3形成的工作室的密封。

[0113] 滚筒1由缸筒圆柱1b和缸筒底端板1a构成,其中,缸筒圆柱1b呈圆柱形状,以滚动轴作为中心轴并在内部具有缸筒槽1c,缸筒底端板1a形成缸筒槽1c的底面。该缸筒槽1c以开口的形状设于缸筒圆柱1b的与缸筒底端板侧相反的一侧的端面,并具有以与滚动轴正交的缸筒槽轴作为中心轴、与滚动轴平行、有一定宽度、平坦且相互平行的侧面。另外,缸筒槽1c的底面与缸筒圆柱1b的上表面(图4的缸筒上表面部1e)平行。

[0114] 如图13所示,该缸筒槽1c在与缸筒外周面1s之间具有缸筒槽外周壁(均匀壁1w)。此处,在缸筒槽1c的隅部(黑色小圆圈部位)设有能够加工的曲率半径R。例如,在用立铣刀对缸筒槽1c进行加工的情况下,将隅部(黑色小圆圈部位)的R设为立铣刀的半径以上。并且,如在下文中说明那样,在使缸筒圆柱1b与缸筒底端板1a相独立的情况下,也考虑基于作为放电加工的线切割的加工。在该情况下,隅部的R设为线的半径与通过放电而被除去的缝隙相加后的半径左右。

[0115] 另一方面,由于使回转活塞3间隙嵌合于该缸筒槽1c,所以以使回转活塞3的角部(图14的空白小圆圈部位)不与缸筒槽1c的隅部(黑色小圆圈部位)干涉的方式调整形状。例如,设为比缸筒槽1c的隅部(黑色小圆圈部位)的R稍大的曲率半径即可。并且,也可以实施倒角,从而加工变得容易。此处,回转活塞3中,在回转轴承23内插入曲轴6的回转半径为E(下述的图6)的偏心轴6a,并使曲轴6旋转来以回转半径E进行回转运动,为此在缸筒槽1c的底面中央设置偏心轴插入孔1d。

[0116] 此外,回转活塞3在缸筒槽1c内进行往复运动。因此,即使在回转活塞3靠近缸筒槽1c的端部的情况下,偏心轴插入孔1d也被回转活塞3遮挡,并且需要使回转活塞3的长度伸长来确保密封宽度(图13中示出最小密封宽度)。若回转活塞3的长度伸长,则需要使缸筒槽1c的长度伸长,从而缸筒圆柱1b的直径增大。因而,滚筒1的直径增大,嵌入该滚筒1的静止缸筒2的直径增大,从而产生外壳8的直径增大、RC压缩机变得大径的问题。

[0117] 本实施例中,如图1所示,轴颈6d设为直径比偏心轴6a的直径小的轴颈6d在偏心轴插入孔1d通过。其结果,能够确保密封宽度并缩小偏心轴插入孔1d,有能够抑制RC压缩机的直径变大的效果。

[0118] 图5是示出回转活塞的立体图。

[0119] 如该图所示,回转活塞3是在厚度较小的圆柱状的材料的侧面设有两个活塞切割面3c的结构,该两个活塞切割面3c相互平行并与旋转轴平行。回转活塞3的上底面是活塞上表面3d,回转活塞3的下底面是活塞下表面3f。活塞上表面3d及活塞下表面3f是活塞侧端面,并相互平行。并且,活塞上表面3d及活塞下表面3f平坦。

[0120] 在活塞上表面3d设有滑动槽3b。在活塞下表面3f设有截面呈圆形的回转轴承孔3a。在回转轴承孔3a内压入有回转轴承23。

[0121] 滑动槽3b形成为与回转轴承孔3a相通的深度。由此,朝向回转轴承23的供油路与朝向滑动槽3b的供油路通用,从而供油系统变得简单。由此,有减少制造成本的效果。并且,

滑动槽3b延伸至活塞切割面3c的外周。由此,槽加工时的刀具的动作变得一样,有提高槽的形状精度的效果。

[0122] 该图中,如双点划线所示,也可以在活塞切割面3c的中央部设有与滑动槽3b连接的活塞切割槽3i。虽未图示,但也可以在相反侧的活塞切割面3c也设有相同的活塞切割槽3i。由此,能够大量地向图4的缸筒槽1c的侧面以及活塞切割面3c的密封缝隙供给油,有进一步减少内部泄漏、摩擦的效果。

[0123] 并且,滑动槽3b也成为朝向活塞切割面3c的供油路。然而,本实施例中,将滑动轴设为切割轴(与回转轴承轴垂直的轴)的法线方向。也就是说,将滑动轴设为与平行于切割轴的两个活塞切割面3c垂直的方向。此时,将销轴调整角 δ 设为0度。

[0124] 另外,由于向滑动槽3b插入固定销5s(图9),所以有磨损的危险性。因此,为了降低磨损的危险性,也可以实施使滑动槽3b的侧平面的硬度增大的表面处理。例如,若回转活塞3由铁制成,则考虑渗碳淬火、氮化处理等。并且,若是铝合金,则考虑铝阳极化处理等。

[0125] 图14是示出回转活塞的俯视图。

[0126] 如该图所示,当从上方观察回转活塞3时,能够局部地看到滑动槽3b中的回转轴承孔3a及回转轴承23。活塞偏心圆柱前端面3e为形成工作室的面之一。

[0127] 回转活塞3间隙嵌合于图13的缸筒槽1c。当因回转活塞3的运动而活塞偏心圆柱前端面3e与图13的均匀壁1w接触时,优选以使工作室尽量小的方式使活塞偏心圆柱前端面3e与均匀壁1w的内壁面的形状(曲率)相同。并且,以使回转活塞3的角部(图14的空白小圆圈部位)不与缸筒槽1c的隅部(图13的黑色小圆圈部位)干涉的方式调整形状。例如,设为比缸筒槽1c的隅部(图13的黑色小圆圈部位)的曲率半径R大的曲率半径即可。

[0128] 图6是静止缸筒的仰视图。

[0129] 该图中,明确地示出设于静止缸筒2的外周侧面的缸筒外周槽2m、由吸入孔2s1、吸入槽2s2及吸入槽曲折部2s2k构成的吸入路2s、由喷出孔2d1和喷出槽2d2构成的喷出路2d、以及销固定孔2x的配置。

[0130] 静止缸筒2基本上具有以活塞回转轴(传动轴)作为中心轴的圆柱形状。作为静止缸筒2的下表面的缸筒安装面2a成为用于向框架4安装的面。在缸筒安装面2a且在从活塞回转轴以回转半径E偏心后的位置,开设有圆形的偏心缸筒孔2b。偏心缸筒孔2b的中心轴为缸筒旋转轴。从静止缸筒2的上表面起设有向偏心缸筒孔2b贯通的最低压均匀壁旁通孔2e1。

[0131] 销固定孔2x以活塞回转轴作为对称轴而设于缸筒旋转轴的点对称的位置。通过下述的方法在销固定孔2x设置销机构5。销固定孔2x的中心轴是销轴。其结果,销轴、活塞回转轴、缸筒旋转轴为相互平行的同一平面上的三个轴,以活塞回转轴作为中心,销轴与缸筒旋转轴偏离同一距离E地配置。因此,销轴与缸筒旋转轴之间的距离是回转半径E的2倍。

[0132] 图12是图1的Q部的放大剖视图,示出本实施例的旁通阀流路。

[0133] 如图12所示,从静止缸筒2的上表面面向下方贯通的最低压均匀壁旁通孔2e1(高压侧均匀壁旁通孔2e2也相同)设于偏心缸筒孔2b(参照图6)的底面。此外,在下文中详细说明最低压均匀壁旁通孔2e1及高压侧均匀壁旁通孔2e2的适当设置位置。

[0134] 在最低压均匀壁旁通孔2e1及高压侧均匀壁旁通孔2e2的上端部设有旁通簧片阀21。旁通簧片阀21中,在簧片阀座21c载置簧片阀板21a,并且该簧片阀板21a与簧片保持器21f一起由簧片阀螺纹件21g固定地设于静止缸筒2的上表面。由此,旁通簧片阀21成为仅允

许工作流体从偏心缸筒孔2b向上方穿过的方向的流动的单向阀。

[0135] 图7是成为压缩部的基座的框架的立体图。

[0136] 该图中,框架4具有将在之后安装静止缸筒2的框架安装面4a作为上表面并在中央部设有主轴承孔4b的结构。向该主轴承孔4b压入上主轴承24a和下主轴承24b(参照图1),来形成旋转支撑曲轴6的主轴承24。在该主轴承孔4b的上表面周围设有凸边承接面4c,并在其一处或者多处设有成为润滑主轴承24后的油的出口路的凸边承接切口4c1。而且,在包围凸边承接面4c的位置,设有载置滚筒1的底层面4d。在该底层面4d设有成为油的通路的底层放射槽4e。另一方面,在框架4的外周部设有框架外周槽4m。

[0137] 图8是以展开的状态示出压缩部的构成要素与曲轴的组合的立体图。

[0138] 该图中,明确地示出缸筒外周槽2m、框架外周槽4m等的配置、构成曲轴6的上端部的偏心轴6a、轴颈6d、轴环部6c等的形状。并且,也明确地示出销轴、活塞自转轴、传动轴(活塞回转轴)以及缸筒旋转轴与各构成要素的关系。

[0139] 接下来,使用图9及图10对销机构5进行说明。

[0140] 图9是图1的P部的放大剖视图。

[0141] 图10是示出RC压缩机的销滑动机构的滑块的立体图。

[0142] 图9中,使固定销5s通过滑块5a的中心,在此基础上将滑块5a夹在固定销5s的下方台阶部与滑块凸缘5b之间,由此在偏心缸筒孔2b(参照图6)的底面,以在中心旋转自如的方式设置销机构5。

[0143] 当放大时,滑块5a具有图10所示的结构。

[0144] 作为滑块5a的侧面的滑块切割面5a1相对于滑动槽3b(参照图5)间隙嵌合。而且,滑块5a的滑块轴孔5a2与固定销5s也间隙嵌合。利用上述嵌合来形成滑动轴承。

[0145] 由此,对销机构5施加的冲击载荷从滑动槽3b的侧面施加给滑块切割面5a1,另外从滑块轴孔5a2施加给固定销5s。对于两处载荷的交接,由于前者彼此是平面,后者彼此是活塞偏心圆筒周面,所以没有伴随集中载荷产生的载荷的交接。因此,能够避免销机构中的载荷的集中。因而,能够减少销滑动机构部处的磨损的危险性,获得提高可靠性的效果。在滑块切割面5a1开设有从一端贯通至另一端的滑块槽5a3,并在滑块前端面5a5开设有与设于滑块轴孔5a2的滑块轴孔槽5a7连接的滑块横贯通孔5a6。

[0146] 然而,滑动槽3b(参照图5)由油充满。因此,下述的图11所示的销机构5(主要部分是图9及图10的滑块5a。)一边分隔滑动槽3b一边在滑动槽3b内的油中进行往复运动。由此,在滑块槽5a3内,油从分隔地形成的两个滑动槽空间中容积缩小的一侧的空间朝向另一侧的空间流动。同样,油流经在中途经过滑块轴孔槽5a7的滑块横贯通孔5a6。

[0147] 由此,缓和滑动槽3b内的油压缩,并且改善作为滑动部的滑块切割面5a1及滑块轴孔5a2的润滑来减少摩擦损失,获得提高压缩机效率的效果。

[0148] 另外,若增加滑块横贯通孔5a6、滑块槽5a3的个数,则获得进一步缓和油压缩并且能够提高润滑性的效果。

[0149] 如图9所示,固定销5s构成为,在偏心缸筒孔2b(参照图8)的孔底开设有销固定孔2x,利用一根以上的销固定螺纹件5s8来固定配置固定销凸缘部5s1。销机构5与回转活塞3的滑动槽3b一起构成销滑动机构,起到伴随回转活塞3的旋转相位来规定姿势(切割轴方向)的作用,从而继续顺畅地进行RC压缩机的压缩动作。

[0150] 接下来,使用图2、图3、图11、图15及图16对压缩部的结构及动作进行说明。

[0151] 图11是用于使用比图1的B-B截面稍微向回转活塞侧偏离的截面来说明压缩动作的图。此处,图11中,由虚线示出紧邻地位于B-B截面的上方的吸入槽2s2。

[0152] 图15是图11的曲柄角0度的放大图。此处是从喷出行程移至吸入行程的容积为0的工作室和从吸入行程移至压缩行程的最大容积的工作室共存的时机。

[0153] 图16是在下述的旁通挡板阀22(图28)不动作的情况下一个工作室从压缩行程移至喷出行程的时机的放大图,示出位于图11的曲柄角180度与225度之间的状态。

[0154] 压缩部的动作如图11、图15及图16(以及比图1的B-B截面稍微靠下方的截面)所示。

[0155] 如图11所示,伴随具有缸筒槽1c的滚筒1的自转,回转活塞3在缸筒槽1c内相对地进行往复运动。换言之,回转活塞3在缸筒槽1c内且在其两端部的缸筒槽外周壁301之间相对于缸筒槽1c相对地进行往复运动。

[0156] 由于在专利文献1中说明了详细结构,所以省略。

[0157] 本发明中,由于设有缸筒槽外周壁301,所以吸入路2s及喷出路2d的配置与专利文献1不同,但压缩部的动作在原理上没有不同。

[0158] 在下文中,对与本发明的特征相关的内容进行说明。

[0159] 如图11所示,在压缩动作的中途,与回转活塞3的两个活塞偏心圆柱前端面3e(参照图2)分别邻接地形成两个工作室,但在曲柄角0deg的情况下,处于一个工作室的容积为0、另一个工作室为容积最大的状态。即,容积为0的工作室是喷出行程结束了的喷出室105或者开始吸入行程的吸入室95,容积最大的工作室是吸入行程结束了的吸入室95或者开始压缩行程的压缩室100。

[0160] 然而,曲轴6的旋转方向与滚筒1的旋转方向是同一方向。本实施例中,设为均向顺时针方向旋转的情况(图2及图3中记载示出滚筒1的旋转方向的箭头)。

[0161] 图3中放大地示出的吸入路2s(吸入流路设为,在滚筒1从曲柄角0deg的状态起向顺时针方向旋转的过程中,容积为0的工作室(回转活塞3的左侧工作室)进行吸入行程。

[0162] 具体而言,图3中,吸入槽2s2的大半部分设于从偏心缸筒孔2b的侧面以缸筒槽外周壁的厚度左右的大小(本实施例中,均匀壁1w(参照图13)的厚度)靠近内侧的位置。另一方面,使吸入槽2s2的端部曲折来设置吸入槽曲折部2s2k,以便从吸入行程的开始时刻起,吸入室95面向吸入槽2s2。此处,吸入槽曲折部2s2k还设为不面向喷出室105,并且不横贯均匀壁1w。另外,以连接吸入槽2s2及吸入槽曲折部2s2k与静止缸筒2的上表面的方式设有吸入孔2s1。此处,吸入孔2s1设为不贯通偏心缸筒孔2b的底面。通过设置这样的吸入槽2s2及吸入孔2s1,来形成作为吸入流路的靠近吸入室的区间的吸入路2s。

[0163] 由此,没有将形成于作为缸筒槽外周壁的均匀壁1w的内侧的工作室、以及作为形成于均匀壁1w的外侧的缝隙区域的缸筒外周面1s与偏心缸筒孔2b侧面之间的间隙空间横贯的流路。由此,提高同缸筒外周面1s与偏心缸筒孔2b侧面之间的间隙空间相通的空间、以及吸入室95、吸入路2s(吸入孔2s1和吸入槽2s2)等吸入压力空间的密封性。

[0164] 本实施例中,缸筒外周面1s与偏心缸筒孔2b侧面之间的间隙空间与保持为喷出压力的背压室110连接。由此,能够抑制喷出压力的流体从背压室110向吸入室95漏入,因而具有提高体积效率、压缩机效率的效果。

[0165] 而且,当滚筒1进一步向顺时针方向旋转时,容积最大的工作室作为压缩室100来进行压缩行程,为此,成为既不与作为喷出流路的靠近喷出室的区间的喷出路2d(喷出孔2d1及喷出槽2d2)相通也不与作为吸入流路的靠近吸入室的区间的吸入路2s(吸入孔2s1和吸入槽2s2)相通的封闭状态。即,移至固有压缩行程。

[0166] 而且,本实施例中,关于喷出路2d,在压缩室100的容积缩小至吸入行程结束时的吸入室95的容积 $\div 2.2$ 而工作流体升压时,喷出路2d设于开始连通的位置(参照图16)。即,示出固有容积比为2.2的情况。并且,从此时起,压缩室100总是成为喷出室105,喷出路2d设为在固有喷出行程的整个期间内与喷出室105连通。即,喷出路2d设为在喷出室105的容积为0的固有喷出行程的结束时喷出路2d从喷出室105偏离的位置和大小(参照图2及图15)。此外,该固有容积比不限定于该数值,作为压缩机而获得压缩及喷出的功能即可。其结果,能够在不设置喷出阀的情况下向压缩部的上方排出升压了的工作流体,从而能够减少喷出流路阻力,有能够实现较高的压缩机效率的效果。

[0167] 此处,经由几个流路向压缩部供给由供油泵200送入至供油纵孔6b的油。

[0168] 其一存在以下流路:从供油纵孔6b的最上部的开口部起,经由曲轴6、回转轴承23以及回转活塞3包围的轴偏心端部空间115,向由滑动槽3b和销机构5构成的销滑动机构供油的流路。该油的一部分一边进行活塞上表面3d、活塞切割面3c所滑动的缝隙的润滑、密封,一边向工作室流入,从而起到减少滑动部的摩擦损失、内部泄漏来提高压缩机效率的效果。

[0169] 流入至工作室的油与工作室内的工作流体混合,当在吸入、压缩、喷出行程中工作流体泄漏后,在泄漏流路内形成油膜,抑制内部泄漏,从而提高压缩机效率。而且,上述油与工作流体一起向压缩部的上部喷出。

[0170] 但是,供给至销滑动机构的油的大半部分与从轴偏心端部空间115直接流入的油合流,通过偏心供油槽6h,一边润滑回转轴承23一边流入背压室110。

[0171] 并且,存在以下流路:通过供油下主横孔6f并一边润滑下主轴承24b一边流至供油主轴槽6k的流路、与在供油上主横孔6e及供油主轴槽6k内润滑上主轴承24a的流路在供油主轴槽6k处合流,之后通过凸边承接切口4c1、供油主轴槽6k的轴环部6c下表面部而流至背压室110。在该情况下,油也润滑轴环部6c与凸边承接面4c之间(曲轴6的推力轴承部)。

[0172] 如上所述,在供油纵孔6b内上升的油大部分向背压室110流入。而且,该油通过背压室110的底层面4d的底层放射槽4e,向底层背压室110a流入,之后由排油路4x向压缩部下部排出。

[0173] 然而,在从喷出室105喷出工作流体的流路仅是喷出孔2d1的情况下,在流至固有喷出行程之前,产生压缩室100内的压力为喷出压力以上的过压缩。因而,RC压缩机消耗的能量增大而压缩机效率降低。

[0174] 因此,设置成为喷出孔2d1的旁通的旁通孔,并且以仅在压缩室100内的压力超过喷出压力的情况下开口的方式在中途设置阀。作为这样的旁通阀流路,设置具有旁通簧片阀21(参照图12)的最低压均匀壁旁通孔2e1以及高压侧均匀壁旁通孔2e2(参照图15及图16)。

[0175] 由此,当在运转压力比小于固有容积比的条件(过压缩条件)下进行运转时,能够有效地抑制过压缩,因而具有提高压缩机效率的效果。尤其是,将设置的位置作为在下文中

说明的部位的结果,最低压均匀壁旁通孔2e1向压缩室100开口的旋转角期间(滚筒旋转角期间)扩大,并且两个旁通阀流路向压缩室100开口的旋转角期间(滚筒旋转角期间)增大。由此,旁通阀流路的流路阻力大幅度地减少,能够进一步抑制过压缩,从而起到进一步提高压缩机效率的效果。

[0176] 并且,本实施例中,从图15可知,将最低压均匀壁旁通孔2e1设置于从吸入室95开口的位置。由此,在运转起动时等,即使液化了的工作流体流入吸入室95而引起液体压缩,最低压均匀壁旁通孔2e1也作为排出液体的流路发挥作用。因而,能够可靠地避免液体压缩来减少RC压缩机的损伤概率,从而起到提高RC压缩机的可靠性的效果。

[0177] 如上所述,本实施例中,构成为在压缩室100内设置有旁通阀流路的结构,该压缩室100是在扩大还追加有固有压缩行程开始之前(吸入行程结束之前)期间及固有压缩行程结束之后(固有喷出行程开始之后)期间的固有压缩行程的期间内的压缩室100(严格来说,固有压缩行程开始之前期间内的吸入室95,固有压缩行程结束之后期间内的喷出室105)。

[0178] 并且,由于旁通阀流路的形状呈圆形,所以孔加工变得容易,也有减少制造成本的效果。

[0179] 然而,如图12所示,旁通簧片阀21构成为,在簧片阀座21c载置簧片阀板21a,与簧片保持器21f一起由簧片阀螺纹件21g固定。成为非常简单的结构,有减少制造成本的效果。

[0180] 接下来,使用图17(图16的N1部放大图)对最低压均匀壁旁通孔2e1的设置位置进行说明。此处,图17内的阴影线并非示出截面,而用于区别各种区域。并且,粗双点划线示出压缩行程开始时(图15)的回转活塞3和缸筒槽的外形线。另外,为便于说明,用波浪线示出位于比纸面靠近前的最低压均匀壁旁通孔2e1(高压侧均匀壁旁通孔2e2、喷出路2d也相同)。

[0181] 图17中,也能够视为各要素向作为缸筒端面的偏心缸筒孔2b底面投影的投影图,从而适当地追加投影图的观察方法来进行说明。另外,由于最低压均匀壁旁通孔2e1(高压侧均匀壁旁通孔2e2也相同)是垂直的孔,所以虚线所示的最低压均匀壁旁通孔2e1(高压侧均匀壁旁通孔2e2也相同)与最低压均匀壁旁通孔2e1(最低压口)的工作室侧开口部亦即最低压旁通口的位置一致。因而,最低压口的中心(也称作“最低压口中心”。)成为表示最低压均匀壁旁通孔2e1的圆的中心。

[0182] 此外,图17中,静止缸筒2及回转活塞3向顺时针方向的方向旋转。并且,在以下的说明中使用的“投影图形”这一词语以图17所示的回转活塞、滚筒、缸筒槽等的上表面与压缩部的中心轴垂直作为前提。“前进侧”表示在旋转方向上先导的部位。另一方面,“后退侧”表示在旋转方向上延迟地通过的部位。

[0183] 图17中,作为最低压口的中心的最低压均匀壁旁通孔2e1的圆的中心设于从缸筒前隅点(拐角点)起连接滚筒的旋转中心的线段亦即前进半径线的旋转前进侧区域(45度左下的阴影线区域)内,缸筒前进隅点是缸筒槽1c的旋转前进侧侧面的投影图形亦即缸筒前进侧线与缸筒前端面向缸筒底面投影的投影图形亦即缸筒前端线的连接点。

[0184] 由此,由于能够在远离缸筒槽1c的后退侧侧面的位置设置最低压均匀壁旁通孔2e1,所以能够延长向压缩室100开口的旋转角期间。由此,能够与高压侧均匀壁旁通孔2e2一起延长两个旁通孔开口的旋转角期间。因而,能够缓和过压缩条件中的过压缩等的喷出压力的过大的上升,有提高压缩机效率的效果。

[0185] 另外,图17中,在缸筒槽1c的旋转前进侧侧面的投影图形亦即缸筒前进侧线通过最低压口中心时,作为最低压口中心的最低压均匀壁旁通孔2e1的圆的中心设于比活塞前端线靠外周侧的区域(75度右下的阴影线区域)内,该活塞前端线是划分压缩室100的回转活塞3的前端面亦即活塞偏心圆柱前端面3e的投影图形。若最低压均匀壁旁通孔2e1的圆的中心在缸筒前进侧线通过最低压口中心时进入到比活塞前端线靠内侧的区域,则在最低压均匀壁旁通孔2e1向压缩室100开口时,回转活塞3已经到达或者接近开口部,从而无法延长最低压均匀壁旁通孔2e1向压缩室100开口的旋转角期间。因而,通过将最低压均匀壁旁通孔2e1的圆的中心设为在缸筒前进侧线通过最低压口中心时位于比活塞前端线靠外侧的区域,能够延长最低压均匀壁旁通孔2e1向压缩室100开口的旋转角期间。

[0186] 由此,因与设于前进半径线的旋转前进侧区域的情况相同的原因,有提高压缩机效率的效果。

[0187] 另外,作为最低压口的中心的最低压均匀壁旁通孔2e1的圆的中心设于以下重叠点作为中心并以回转直径作为半径的区域(15度左下的阴影线区域)内,其中,重叠点是活塞前端线重叠于缸筒槽1c的旋转后退侧侧面的投影图形亦即缸筒后退侧线(未图示)与压缩行程开始时的缸筒前进侧线相交的交点的点。也能够认为该重叠点是缸筒后退侧线与活塞前端线的交点的轨迹(图17的最粗实线)和压缩行程开始时的缸筒前进侧线相交的交点。图17中,位于压缩行程的中途的活塞前端线的端部(图中实线所示的活塞前端线的右端)与该轨迹重叠。

[0188] 此外,缸筒后退侧线是与缸筒前进侧线成对的线。

[0189] 如上所述,通过将最低压均匀壁旁通孔2e1设于压缩行程开始时的缸筒前进侧线的附近,来在压缩室100的形成开始时在较近的位置开口。因而,在形成压缩室100前的吸入室95中,能够缩短开口期间,从而相反地延长向压缩室100开口的旋转角度期间。

[0190] 然而,作为最低压口的中心的最低压均匀壁旁通孔2e1的圆的中心越接近作为滚筒1的旋转中心的缸筒旋转轴,在不被回转活塞3遮挡的范围内,缸筒槽1c的角度间隔越大。因而,设于重叠点的附近的最低压均匀壁旁通孔2e1在不会被从缸筒旋转轴侧按压来的回转活塞3遮挡的最大限度的靠近中央的位置,以缸筒槽1c整个宽度向压缩室100开口。

[0191] 如上所述,通过在重叠点的附近设置最低压均匀壁旁通孔2e1,能够在极长的旋转角度期间内使最低压均匀壁旁通孔2e1向压缩室100开口。由此,因与上述的情况相同的原因,有大幅度地提高压缩机效率的效果。

[0192] 另外,将作为最低压口的最低压均匀壁旁通孔2e1设为其至少一部分包括在压缩行程开始时的缸筒前进侧线的旋转后退侧区域(45度右下的阴影线区域)内。由此,最低压均匀壁旁通孔2e1也向吸入室95开口。因而,在运转起动时等,即使液化了的工作流体流入吸入室95而引起液体压缩,最低压均匀壁旁通孔2e1也作为排出液体的流路发挥作用。因而,能够可靠地避免液体压缩来减少RC压缩机的损伤概率。由此,获得提高RC压缩机的可靠性的效果。

[0193] 实施例2

[0194] 本实施例是使滚筒的缸筒槽外周壁的厚度不均匀的例子。

[0195] 图18是滚筒的俯视图。

[0196] 图19是回转活塞的俯视图。

[0197] 图20是滚筒与回转活塞组合而吸入行程开始时的工作室(从喷出行程移至吸入行程的容积为0的工作室)和压缩行程开始时的工作室(从吸入行程移至压缩行程的最大容积的工作室)共存的图11的曲柄角0度的放大图。

[0198] 图21是一个工作室从压缩行程移至喷出行程的图11的曲柄角180度与225度之间的放大图。

[0199] 为便于说明,由虚线示出紧邻地位于图20及图21的横截面的上方的吸入槽2s2、喷出槽2d2、以及最低压不均匀壁旁通孔2e3。

[0200] 图22是最低压不均匀壁旁通孔2e3开口的图21的N2部的放大横剖视图。

[0201] 如图19所示,本实施例中,回转活塞3的两个前端面作为中心轴相同的活塞圆柱前端面3x。与此对应地,如图18所示,缸筒槽外周壁的厚度作为随着朝向周向的两端侧而增大的不均匀壁1x。除此以外的结构与实施例1相同,从而省略与相同的部位相关的说明。

[0202] 回转活塞3与回转轴承孔3a同轴,在加工出作为前端面的活塞圆柱前端面3x后加工活塞切割面3c即可。因而,利用基于同一卡盘的车床加工,能够具有较高同轴度地加工回转轴承孔3a和活塞圆柱前端面3x,因此有减少制造成本的效果。

[0203] 并且,由于对缸筒槽外周壁施加气体载荷,所以需要较高的刚性。本实施例中,成为缸筒槽外周壁的厚度随着朝向周向的两端侧而增大的不均匀壁1x。因此,壁的根部成为较厚的形态。因而,成为刚性较高的缸筒槽外周壁。由此,能够抑制由气体载荷引起的变形,并且能够减少缸筒槽外周壁内表面与回转活塞3的前端面的干涉、缸筒槽外周壁外表面与偏心缸筒孔2b内周面的干涉的危险性,有提高可靠性的效果。

[0204] 并且,如图22所示,活塞前端线的与缸筒后退侧线相交的交点处的切线同作为滚筒1的外周面的缸筒外周面1s的投影图形亦即缸筒外周线的与缸筒后退侧线的延长线相交的交点处的切线相比,比实施例1更接近缸筒后退侧线的方向。即,压缩室100的形状在缸筒后退侧线的附近向中央切入。

[0205] 由此,即使活塞前端线接近,开口部也难以关闭,从而从开始关闭起至全闭为止的旋转角期间变长。因此,最低压不均匀壁旁通孔2e3向压缩室100开口的旋转角度期间进一步变长,一个就能够连接整个固有压缩行程中的压缩室100与喷出空间。因而,能够减少旁通阀流路的个数,从而有减少加工成本的效果。该效果也能够用于在不减少旁通阀流路的个数的情况下延长多个旁通阀流路开口的旋转角度期间的结构。该情况下,能够抑制包括过压缩在内的喷出压力的多余的上升,有能够提高压缩机效率的效果。

[0206] 实施例3

[0207] 本实施例也是使滚筒的缸筒槽外周壁的厚度不均匀的例子。

[0208] 图23是滚筒的俯视图。

[0209] 如该图所示,当从上方观察时,长孔形成壁1y的内侧呈半圆形。

[0210] 图24是回转活塞的俯视图。

[0211] 如该图所示,当从上方观察时,活塞半圆柱前端面3y呈半圆形。

[0212] 图25是上述滚筒与回转活塞组合而吸入行程开始时的工作室(从喷出行程移至吸入行程的容积为0的工作室)和压缩行程开始时的工作室(从吸入行程移至压缩行程的最大容积的工作室)共存的图11的曲柄角0度的放大图。

[0213] 图26是一个工作室从压缩行程移至喷出行程的图11的曲柄角180度与225度之间

的放大图。

[0214] 为便于说明,由虚线示出紧邻地位于图25及图26的横截面的上方的吸入槽2s2、喷出槽2d2以及最低压长孔形成壁旁通孔2e4。

[0215] 图27是最低压长孔形成壁旁通孔2e4开口的图26的N3部的放大横剖视图。

[0216] 如图23所示,本实施例中,缸筒槽外周壁成为随着朝向周向的两端侧而厚度大幅度地增大的长孔形成壁1y,从而成为壁的根部非常厚的形态。因而,成为刚性非常高的缸筒槽外周壁,完全抑制由气体载荷引起的变形,能够极高确切地减少缸筒槽外周壁内表面与回转活塞3的前端面的干涉、缸筒槽外周壁外表面与偏心缸筒孔2b内周面的干涉的危险性,有大幅度地提高可靠性的效果。

[0217] 并且,通过大幅度地抑制缸筒槽外周壁外表面的变形,与偏心缸筒孔2b内周面的摩擦系数也变得极小,从而能够进一步减少摩擦损失。因而,有能够进一步提高压缩机效率的效果。

[0218] 并且,能够利用以两个活塞切割面3c的距离作为直径的立铣刀对缸筒槽1c进行加工。由此,有减少加工成本的效果。

[0219] 并且,如图27所示,由于活塞前端线的与缸筒后退侧线相交的交点处的切线与缸筒后退侧线一致,所以与作为滚筒1的外周面的缸筒外周面1s的投影图形亦即缸筒外周线的与缸筒后退侧线的延长线相交的交点处的切线相比,可以说最大限度地接近缸筒后退侧线的方向。即,压缩室100的形状在缸筒后退侧线的附近最大限度地切入中央。

[0220] 由此,即使活塞前端线接近,开口部也极其难以关闭,从而从开始关闭起至全闭为止的旋转角期间变得极长。因此,最低压长孔形成壁旁通孔2e4向压缩室100开口的旋转角度期间进一步变长,一个就能够充裕地连接整个固有压缩行程中的压缩室100与喷出空间。也就是说,即使在固有喷出行程的开始时(图26),最低压长孔形成壁旁通孔2e4也大致成为全开状态。因而,能够减少旁通阀流路的个数来减少加工成本,并且能够抑制包括过压缩在内的喷出压力的多余的上升,有也能够提高压缩机效率的效果。

[0221] 此外,最低压长孔形成壁旁通孔2e4需要配置为不与滑动槽3b连通。这是因为,滑动槽3b的压力总是为喷出压力。

[0222] 另外,除最低压长孔形成壁旁通孔2e4之外,优选在喷出槽2d2的附近还设置高压侧长孔形成壁旁通孔2e5。由此,即使在压缩行程中最低压长孔形成壁旁通孔2e4关闭的期间内,也能够确保旁通流路。

[0223] 实施例4

[0224] 本实施例示出设置于旁通阀流路的旁通阀的变形例。

[0225] 图28是旁通孔的纵截面附近(图1的Q部)的放大图。此外,将旁通阀设为挡板类型的旁通挡板阀22,除此以外与实施例1至3相同,从而省略图28以外的位置的说明。

[0226] 该图中,旁通挡板阀22构成为,在设于挡板阀孔22b的底部的挡板阀座22c载置挡板阀板22a,并由安装有挡板阀簧22d的挡板限位器22e向挡板阀座22c轻轻地推压该挡板阀板22a。而且,由挡板保持器22f按压挡板限位器22e以便挡板限位器22e不会被抬起,并由挡板阀螺纹件22g将其固定于静止缸筒2。由此,各旁通孔(2e1、2e2、2e3、2e4、2e5)的长度变短,从而有减少由再膨胀引起的损失、提高压缩机效率的效果。

[0227] 在下文中,集中地对本发明的效果进行说明。

[0228] 根据本发明,对于最低压旁通口而言,由于压缩室与喷出流路及最低压旁通口中任一个连通,所以能够抑制压缩行程中的过压缩。

[0229] 根据本发明,由于最低压旁通口的至少一部分配置在压缩行程开始时的缸筒前进侧线的旋转后退侧区域内,所以能够避免压缩行程开始时的液体压缩。

[0230] 此外,最低压旁通口配置为压缩室与喷出流路及最低压旁通口中任一个连通,并且最低压旁通口的至少一部分位于压缩行程开始时的缸筒前进侧线的旋转后退侧区域内,由此能够兼得抑制过压缩的效果以及防止液体压缩的效果。

[0231] 并且,根据本发明,能够延长最低压旁通阀流路的旋转角期间(滚筒旋转角期间),并且能够减少旁通阀流路的设置个数。由此,能够减少制作成本。并且,通过减少旁通阀流路的设置个数,能够抑制流路切换时的乱流。

[0232] 根据情况不同,能够在不减少旁通阀的设置个数的情况下扩大多个旁通阀流路向压缩室开口的旋转角期间(滚筒旋转角期间),并且减少旁通阀流路阻力,从而能够提高过压缩抑制效果。由此,能够提高压缩机效率。

[0233] 另外,能够在不减少旁通阀设置个数的情况下,延长吸入行程中的旁通阀流路的旋转角期间(滚筒旋转角期间),可靠地避免液体压缩,从而能够提高压缩机的可靠性。

[0234] 再者,能够在不减少旁通阀的设置个数的情况下,延长固有喷出行程中的旁通阀流路的旋转角期间(滚筒旋转角期间),减少喷出流路阻力,提高压缩机效率。

[0235] 并且,根据本发明,通过旁通阀流路的流路阻力的减少、与主喷出流路并列的旁通阀流路的设置,能够抑制喷出压力的上升,从而能够提高压缩机效率。另外,通过与吸入流路并列的旁通阀流路的设置,能够避免液体压缩,从而能够提高压缩机的可靠性。

[0236] 符号的说明

[0237] 1—滚筒,1a—缸筒底端板,1b—缸筒圆柱,1c—缸筒槽,1d—偏心轴插入孔,1s—缸筒外周面,1w—均匀壁,1x—不均匀壁,1y—长孔形成壁,2—静止缸筒,2a—缸筒安装面,2b—偏心缸筒孔,2d—喷出路,2d1—喷出孔,2d2—喷出槽,2e1—最低压均匀壁旁通孔,2e2—高压侧均匀壁旁通孔,2e3—最低压不均匀壁旁通孔,2e4—最低压长孔形成壁旁通孔,2e5—高压侧长孔形成壁旁通孔,2g—缸筒外周缝隙,2m—缸筒外周槽,2s—吸入路,2s1—吸入孔,2s2—吸入槽,2s2k—吸入槽曲折部,2w—静止缸筒上部壁,2w1—上部壁槽,2x—销固定孔,3—回转活塞,3a—回转轴承孔,3b—滑动槽,3c—活塞切割面,3d—活塞上表面,3e—活塞偏心圆柱前端面,3f—活塞下表面,3x—活塞圆柱前端面,3y—活塞半圆柱前端面,4—框架,4a—框架安装面,4b—主轴承孔,4c—凸边承接面,4c1—凸边承接切口,4d—底层面,4e—底层放射槽,4g—框架外周缝隙,4m—框架外周槽,4x—排油路,5—销机构,5a—滑块,5a1—滑块切割面,5a2—滑块轴孔,5a3—滑块槽,5a5—滑块前端面,5a6—滑块横贯通孔,5a7—滑块轴孔槽,5b—滑块凸缘,5s—固定销,5s1—固定销凸缘部,5s8—销固定螺纹件,6—曲轴,6a—偏心轴,6b—供油纵孔,6c—轴环部,6d—轴颈,6e—供油上主横孔,6f—供油下主横孔,6g—供油副横孔,6h—偏心供油槽,6k—供油主轴槽,6z—泵连结管,7—马达,7a—转子,7b—定子,7b1—定子切割面,7b2—定子绕组,7b3—马达线,8—外壳,8a—外壳圆筒部,8b—外壳上盖,8c—外壳下盖,21—旁通簧片阀,21a—簧片阀板,21c—簧片阀座,21f—簧片保持器,21g—簧片阀螺纹件,22—旁通挡板阀,22a—挡板阀板,22b—挡板阀孔,22c—挡板阀座,22d—挡板阀簧,22e—挡板限位器,22f—挡板保持器,

22g—挡板阀螺纹件,23—回转轴承,24—主轴承,24a—上主轴承,24b—下主轴承,25—副轴承,25a—球体,25b—球体支架,35—副框架,35a—副框架周围孔,35b—副框架中央孔,50—吸入管,55—喷出管,80—主平衡器,82—副平衡器,90—缸筒螺栓,95—吸入室,100—压缩室,105—喷出室,110—背压室,110a—底层背压室,115—轴偏心端部空间,120—外壳上部室,125—储油部,200—供油泵,210—转子杯,220—密封端子,230—喷出罩。

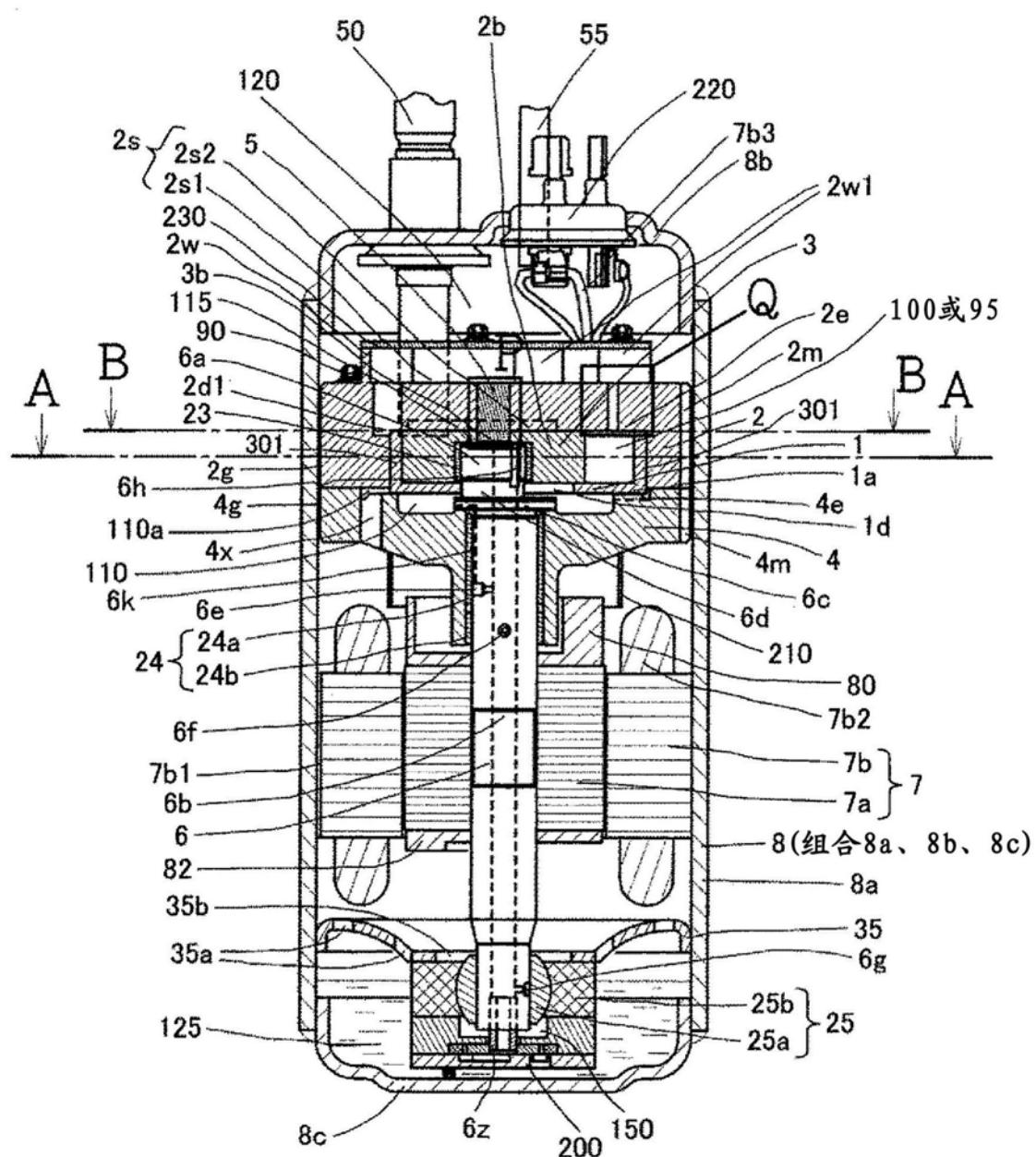


图1

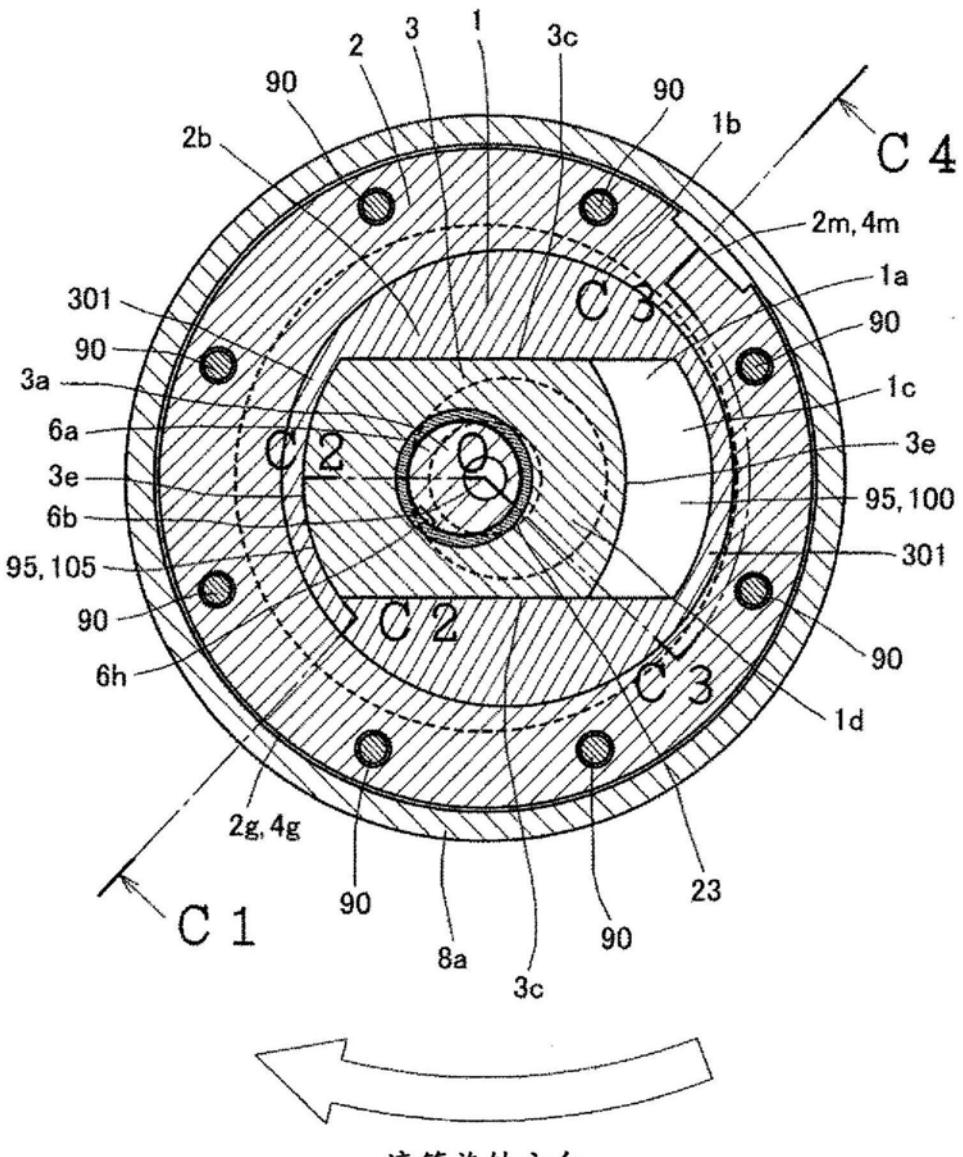
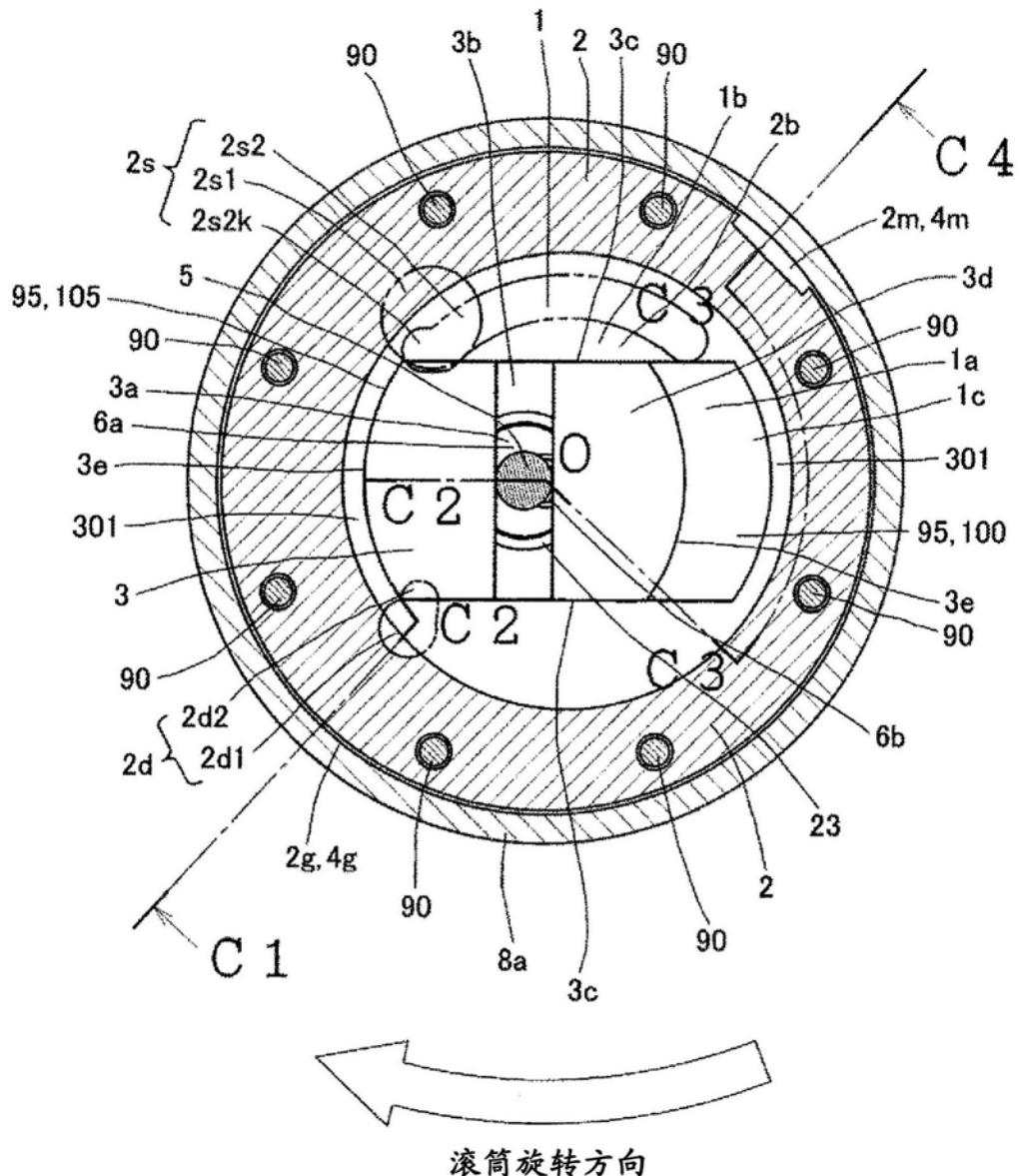


图2



冬3

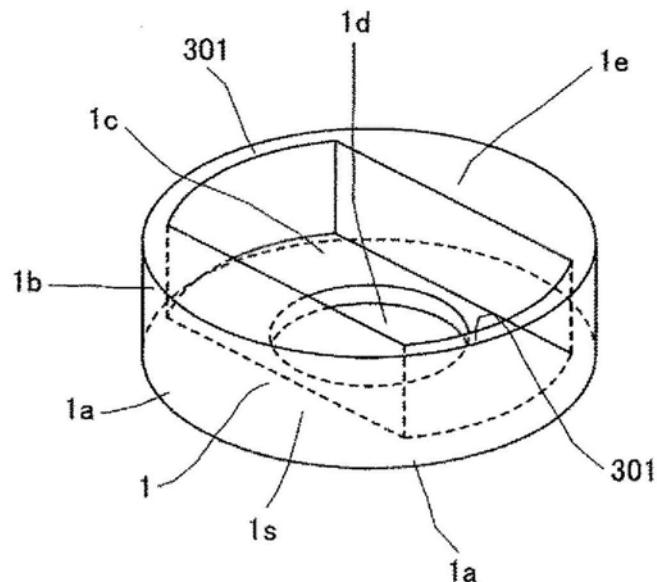


图4

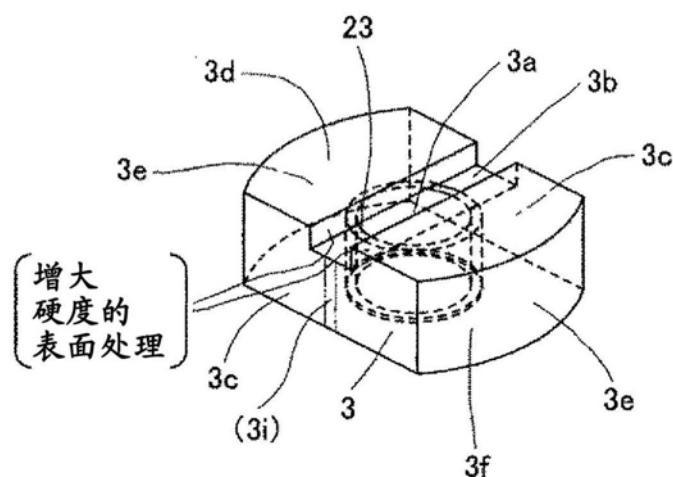


图5

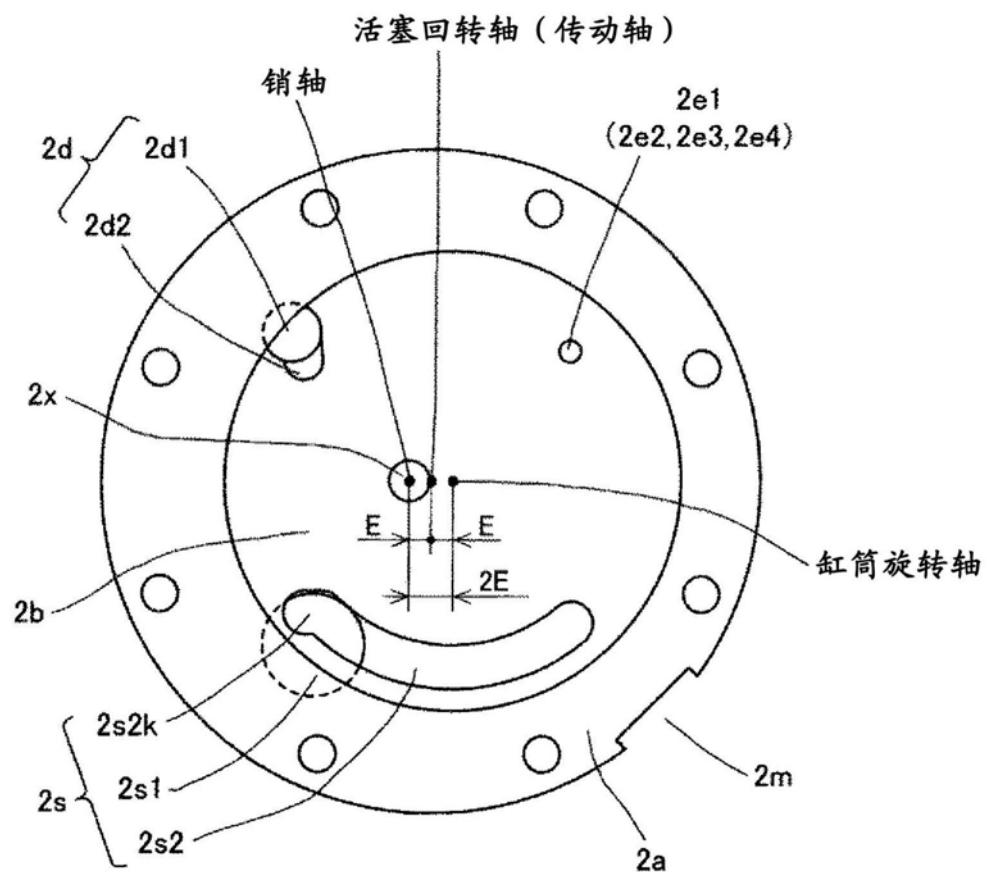


图6

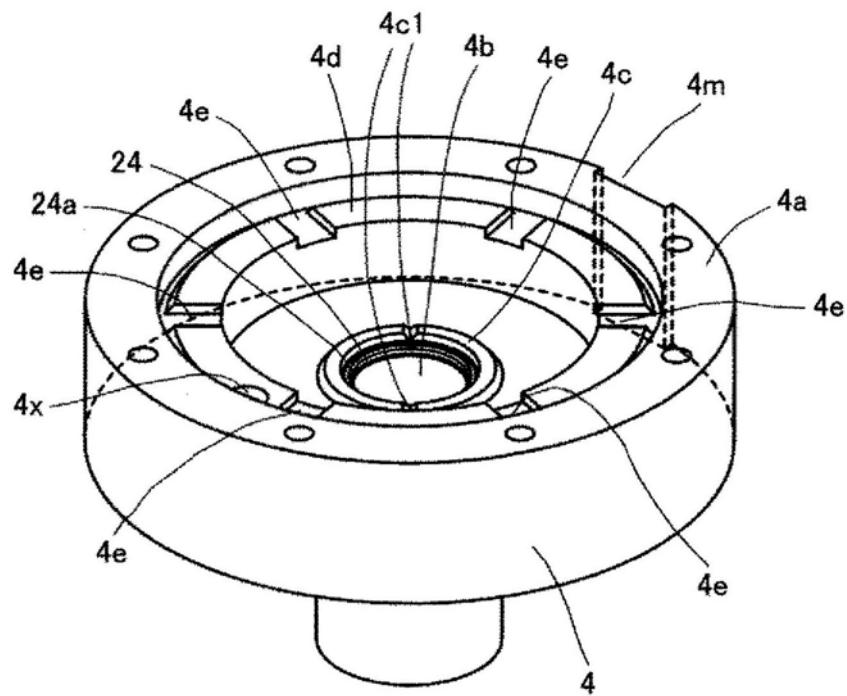


图7

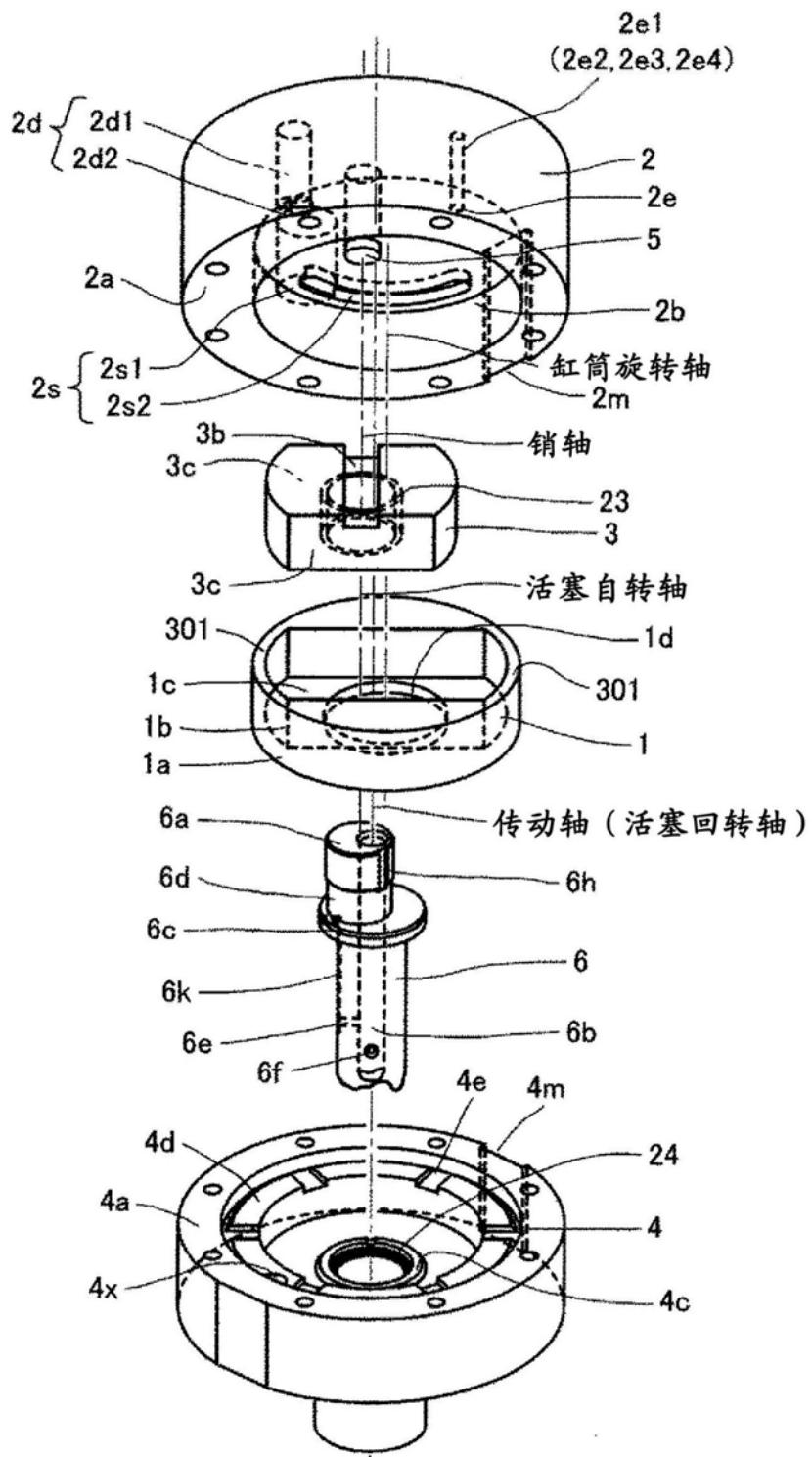


图8

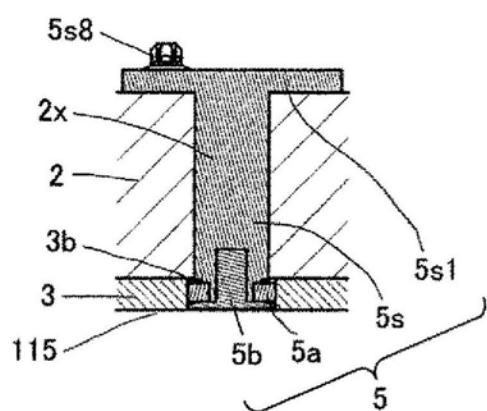


图9

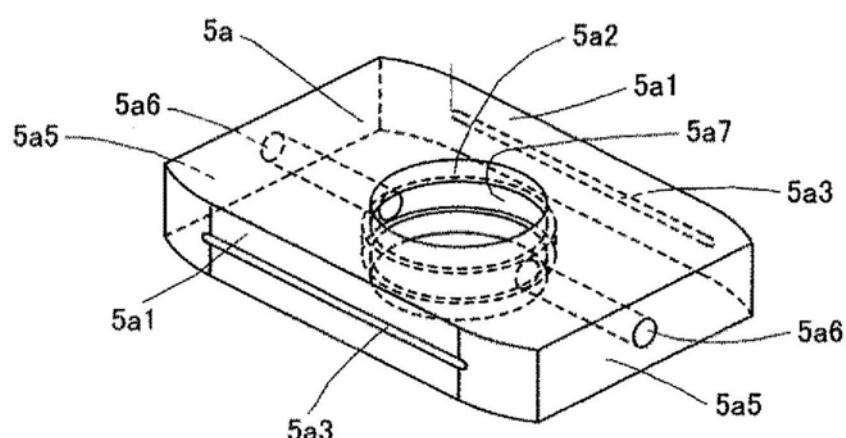


图10

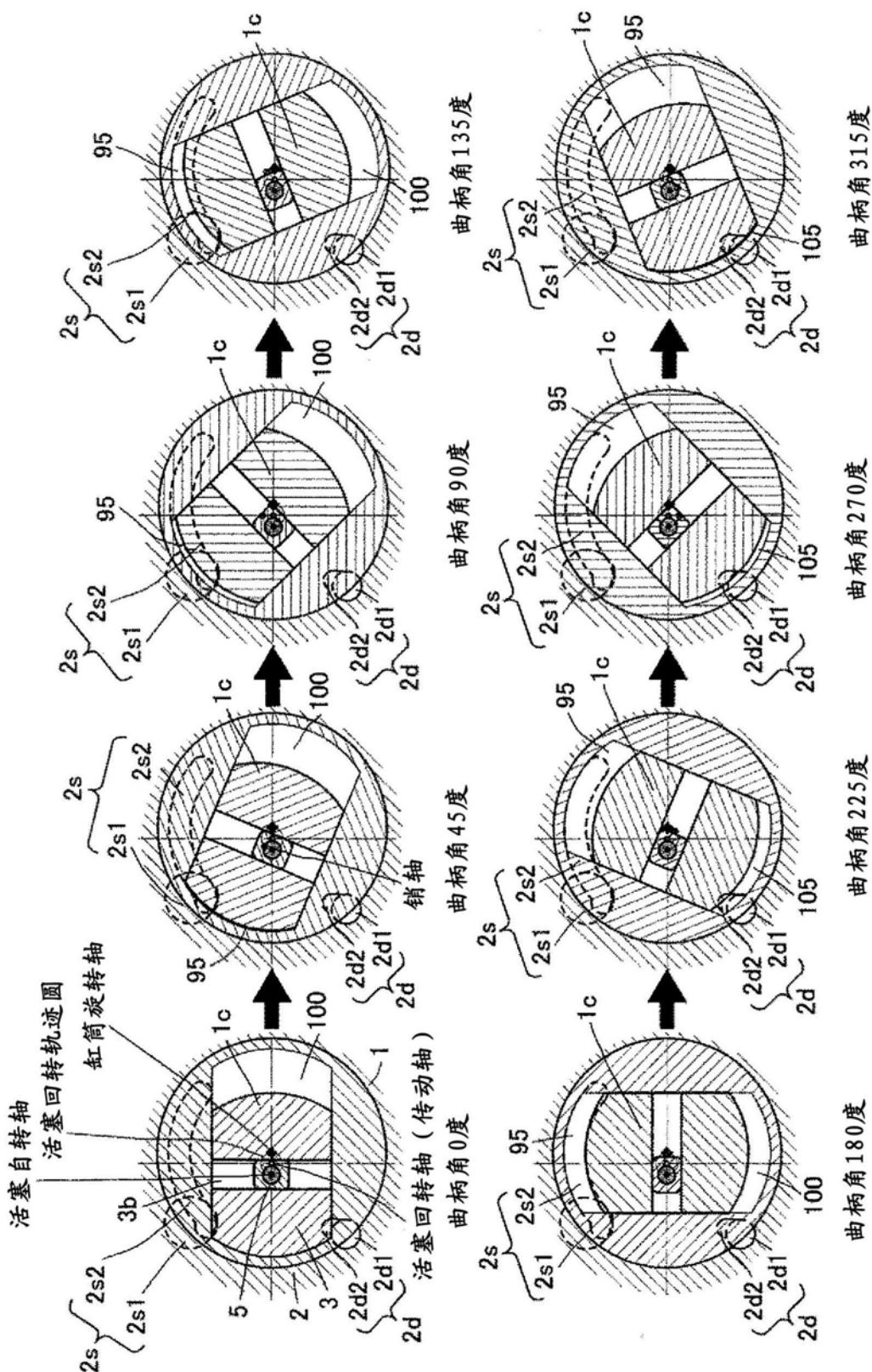


图 11

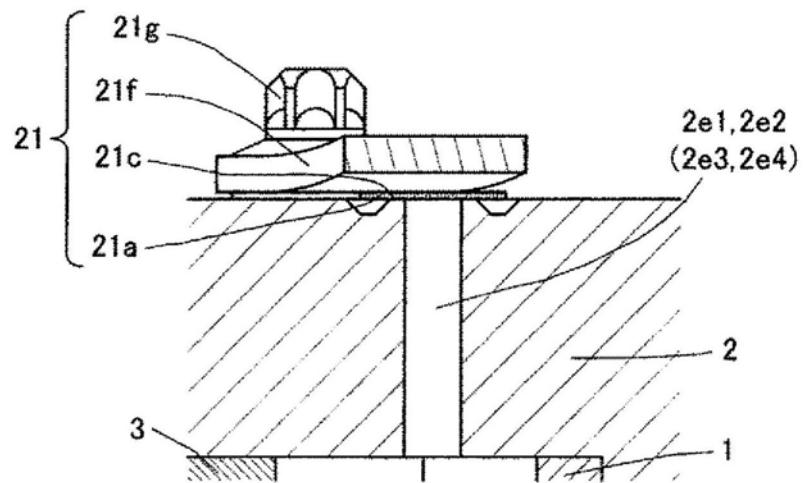


图12

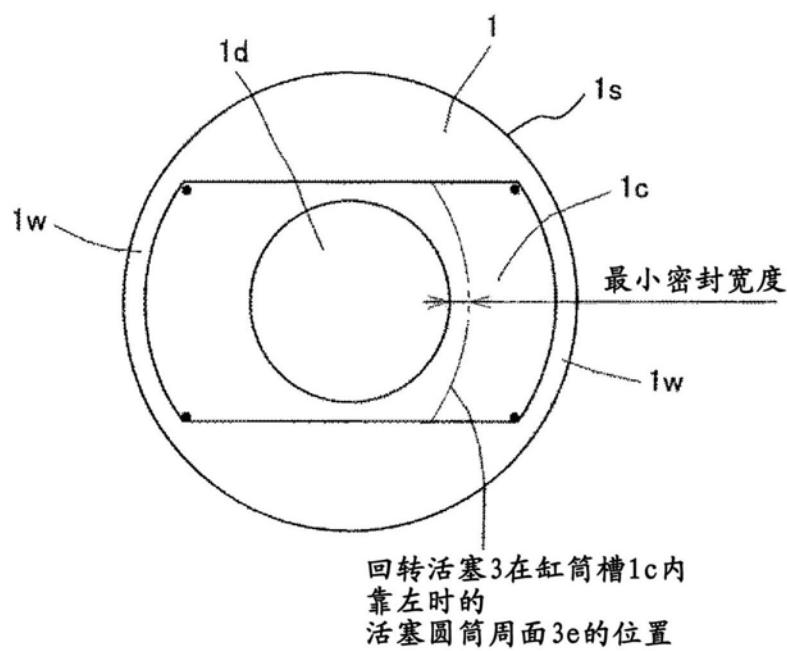


图13

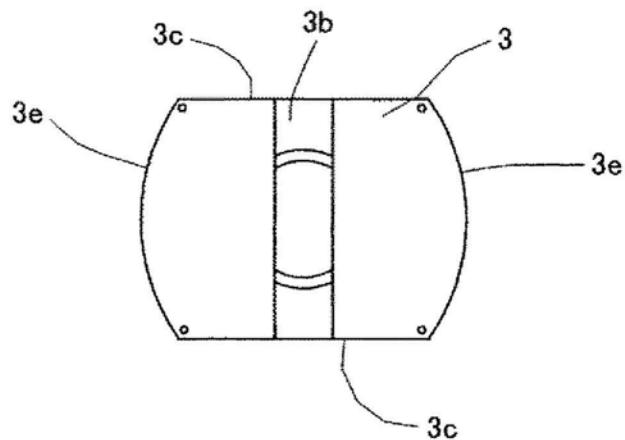


图14

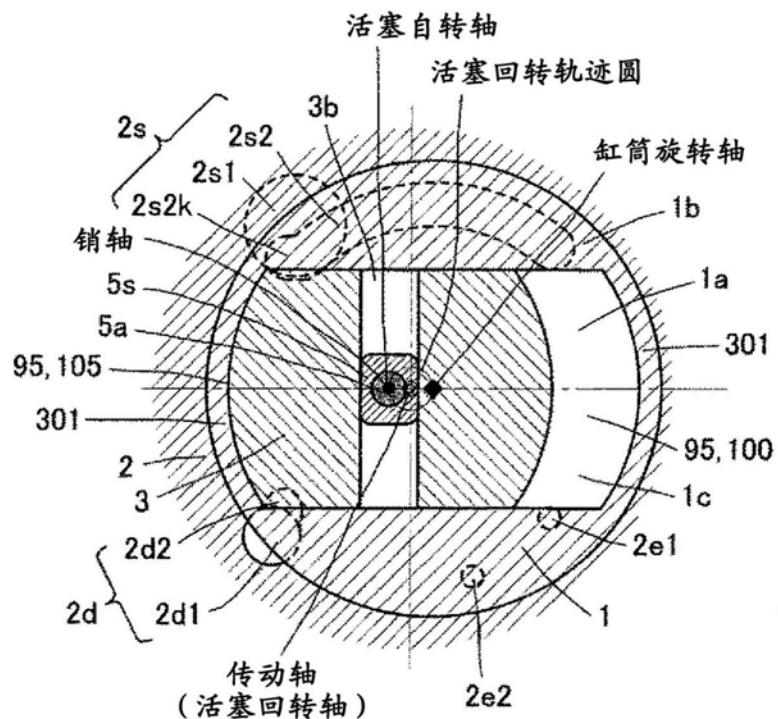


图15

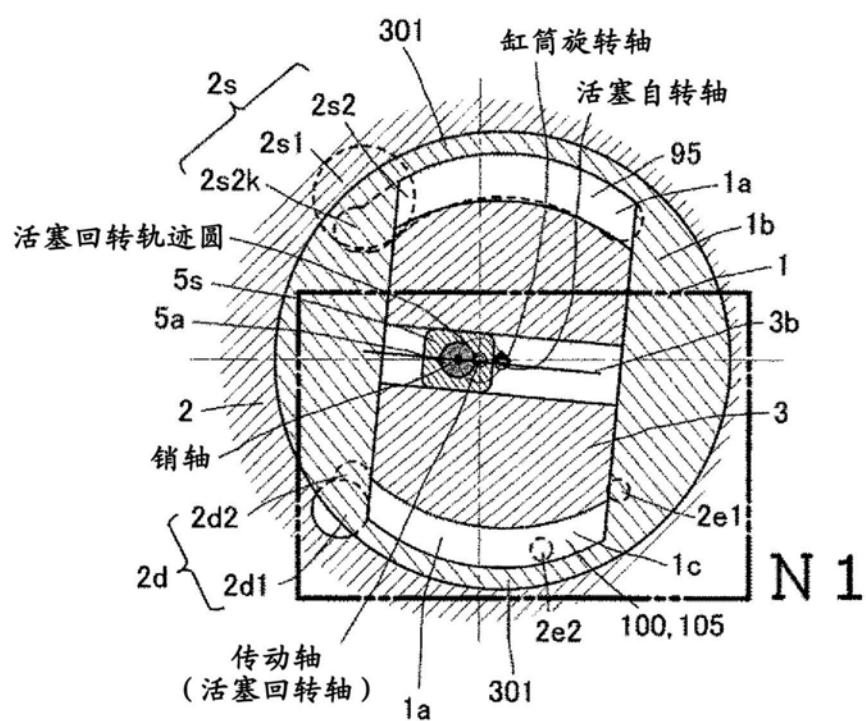


图16

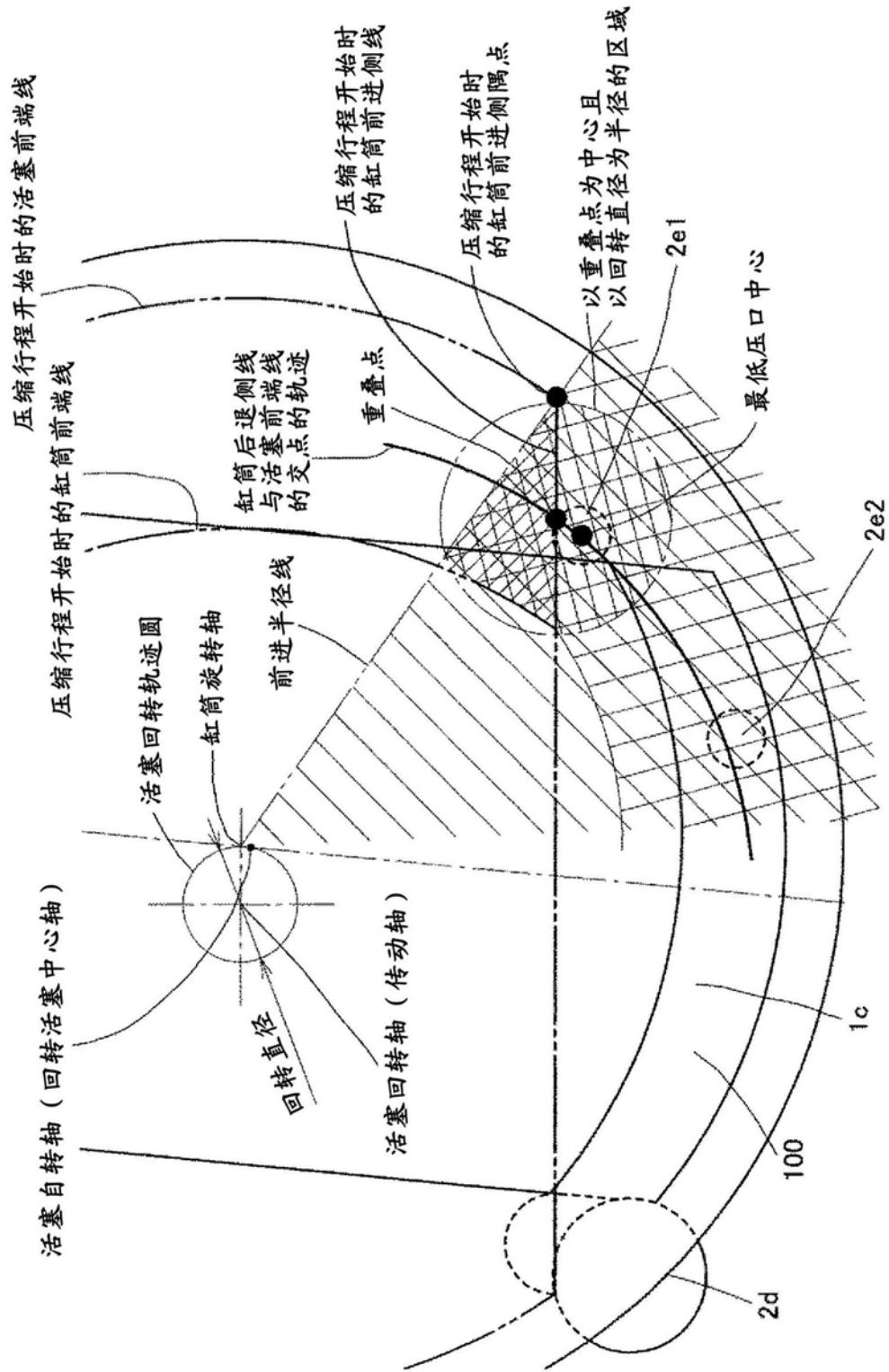
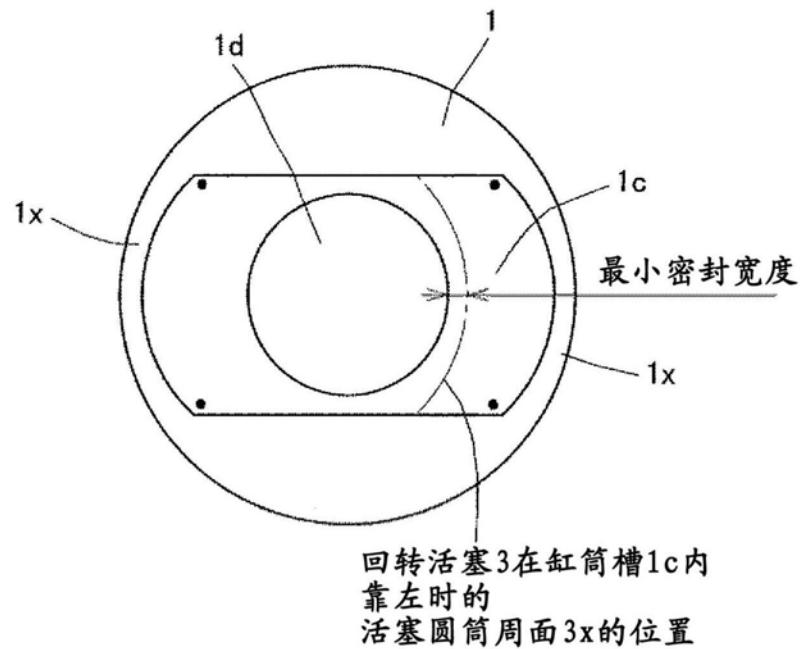


图17



回转活塞3在缸筒槽1c内
靠左时的
活塞圆筒周面3x的位置

图18

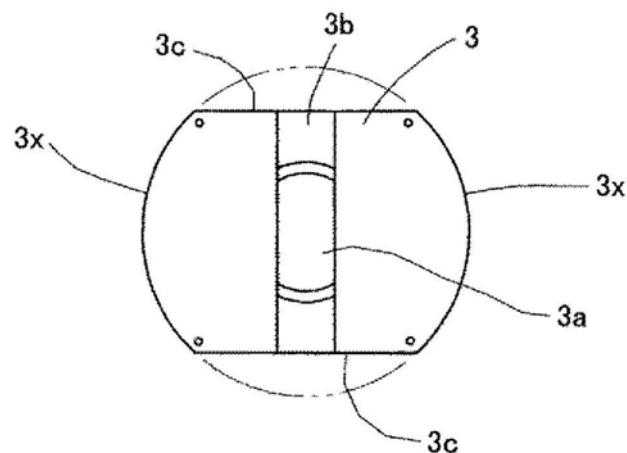


图19

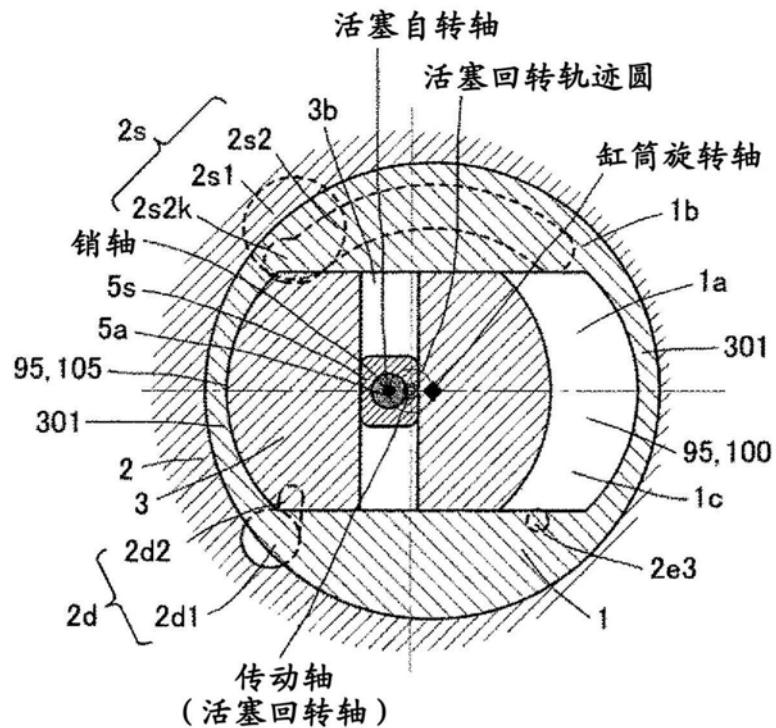


图20

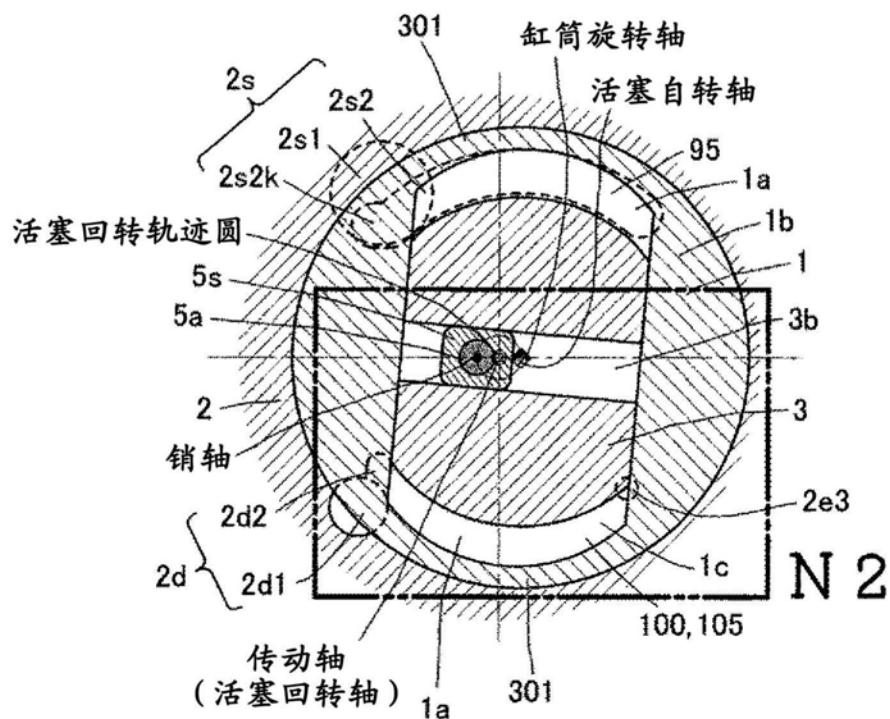


图21

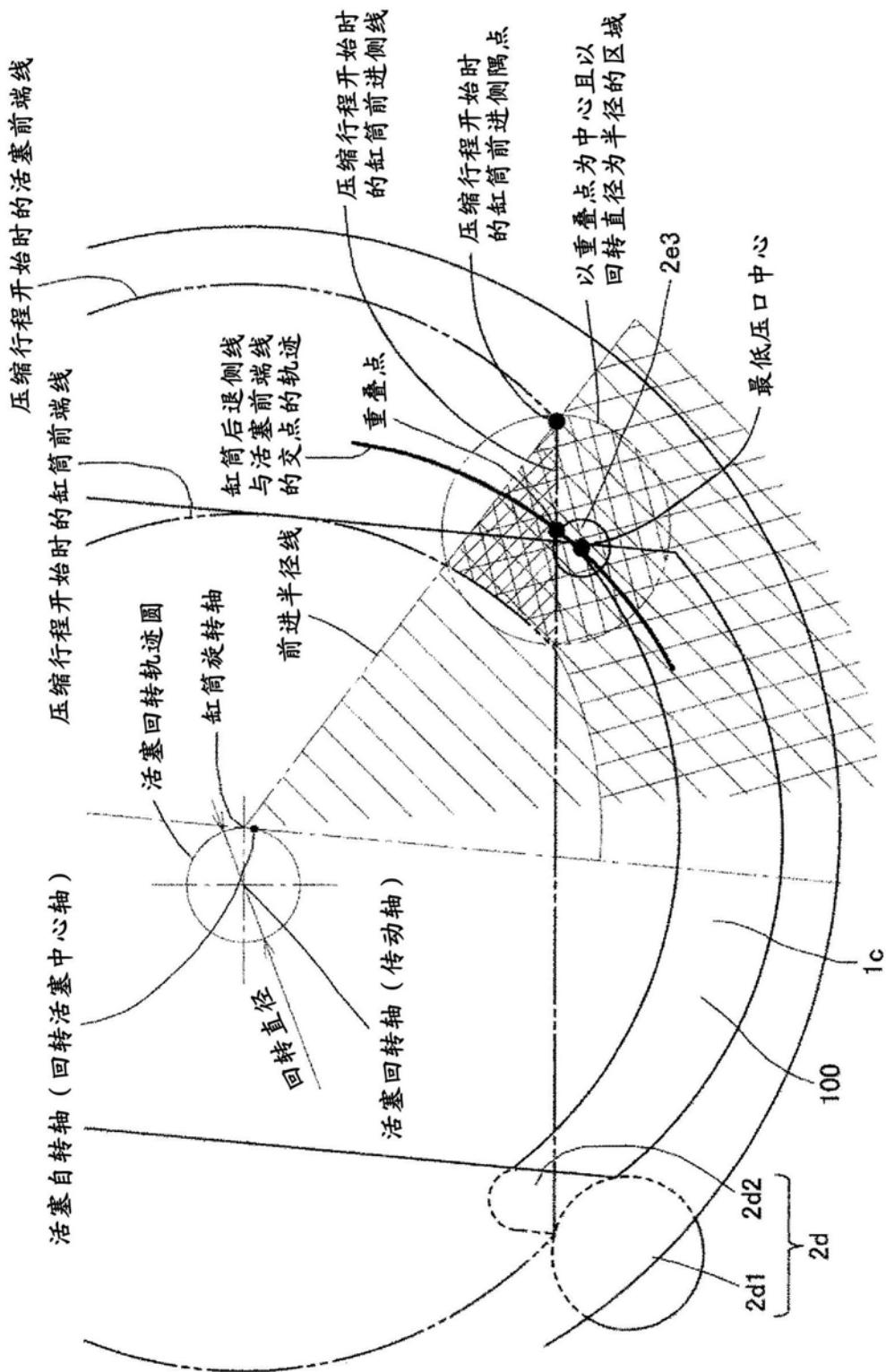


图22

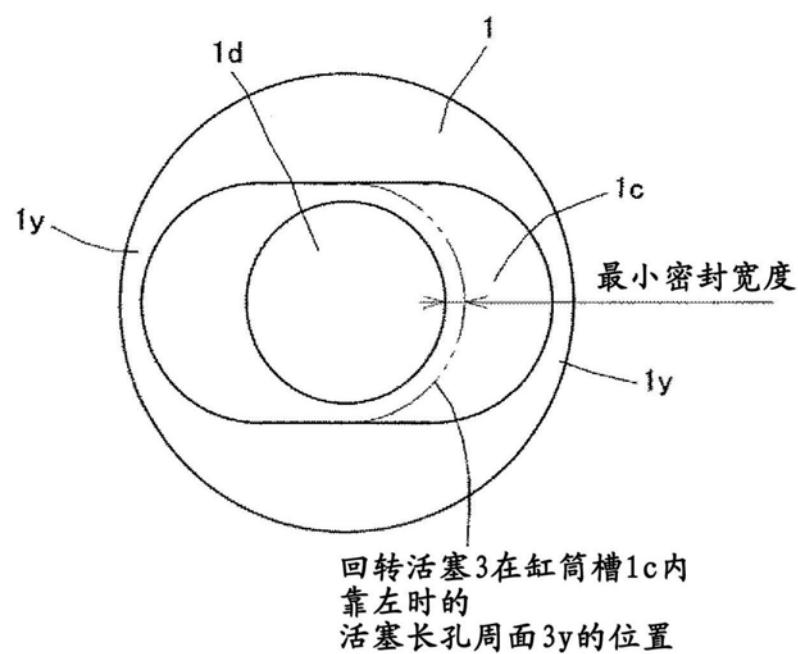


图23

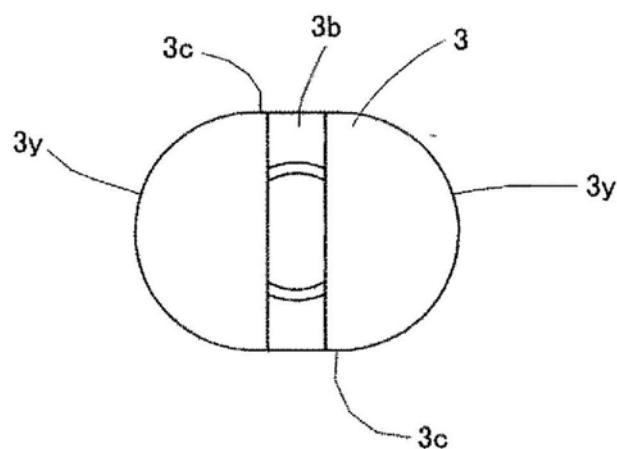


图24

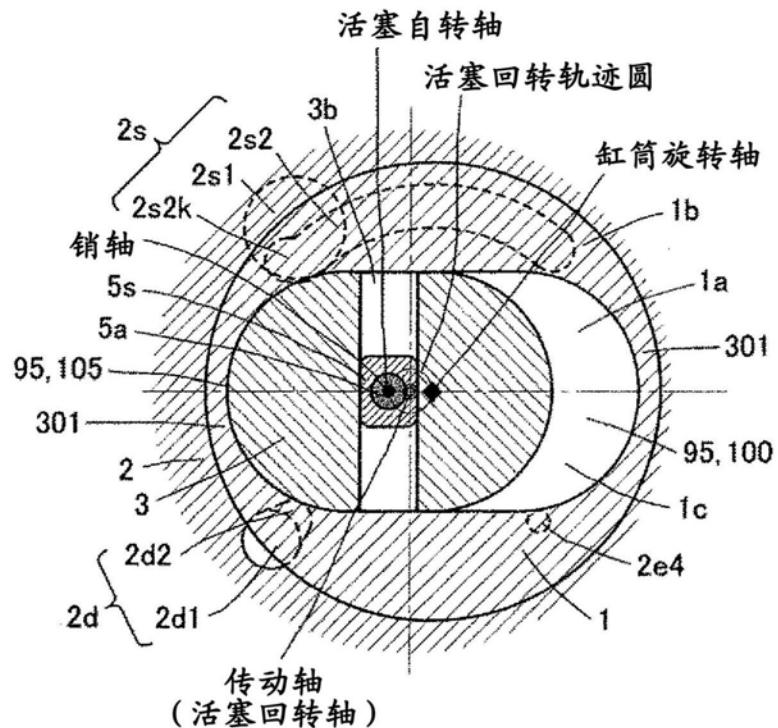


图25

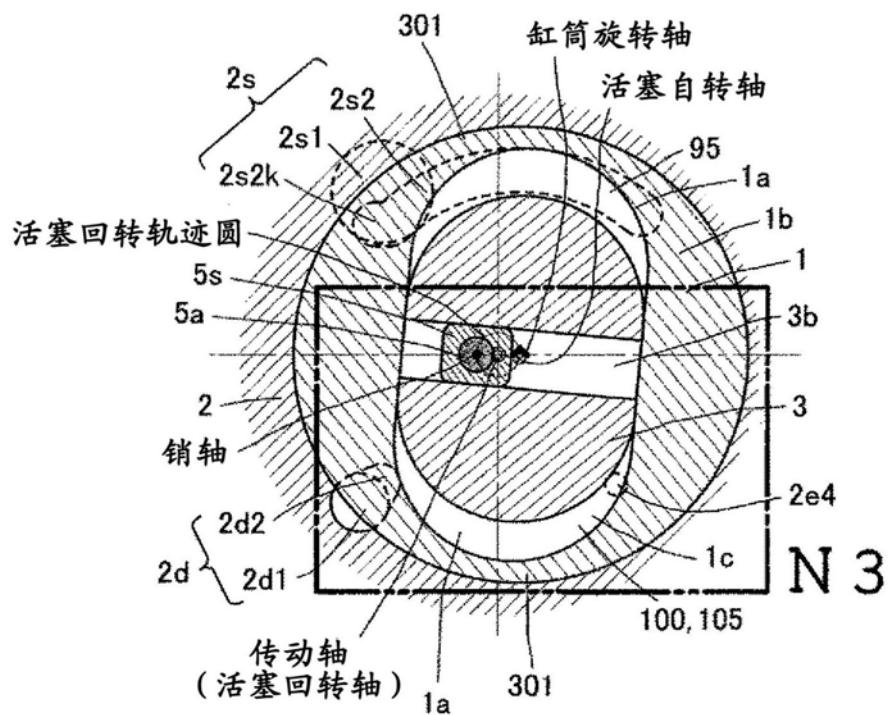


图26

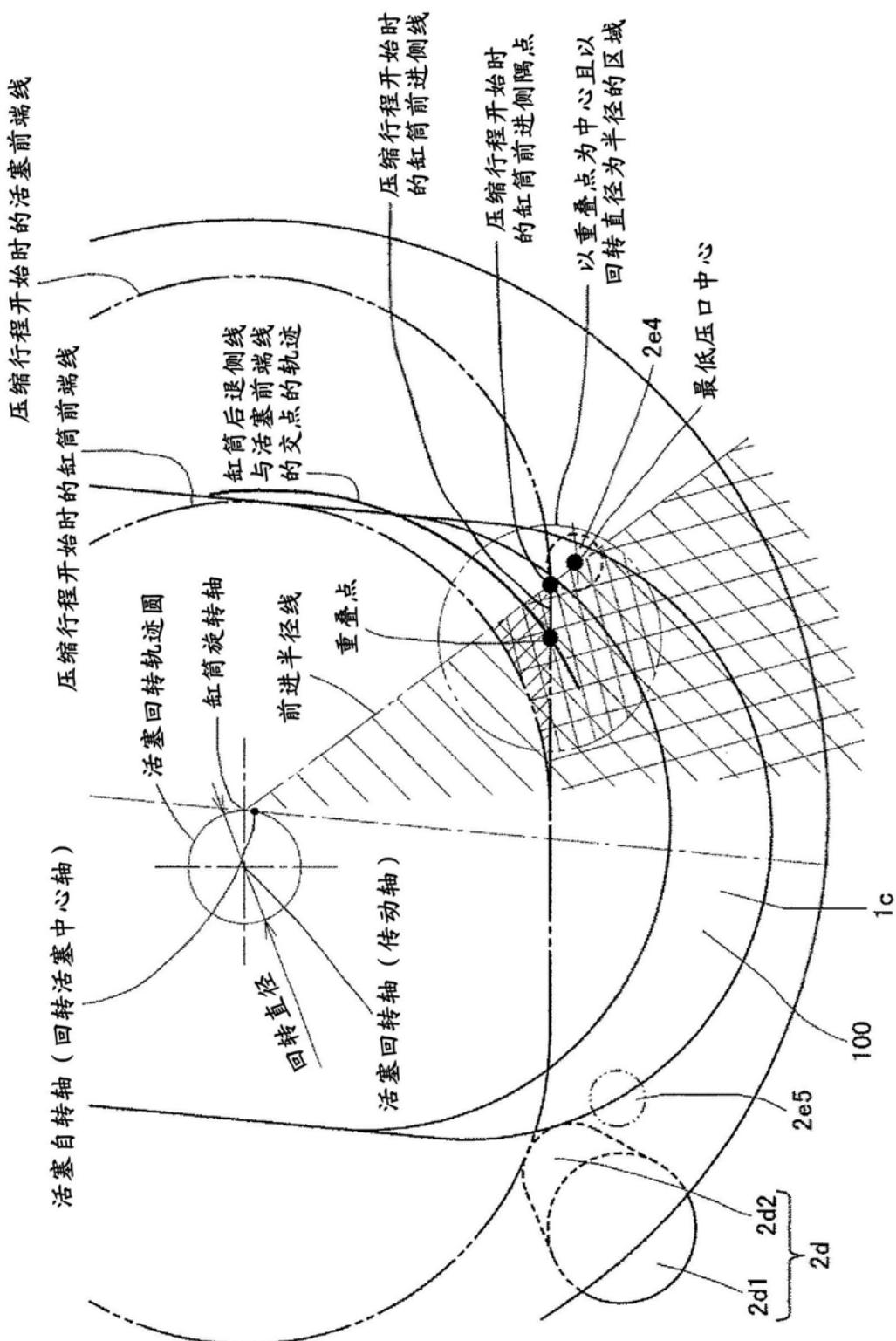


图27

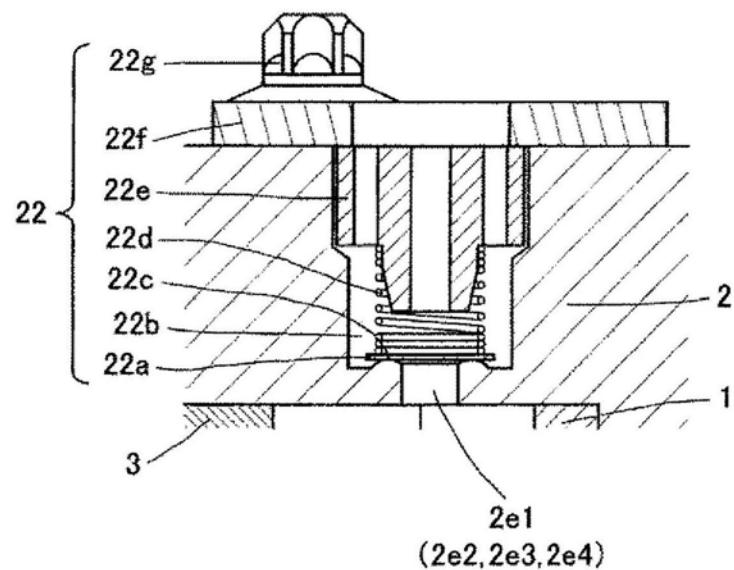


图28