



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 103842657 B

(45)授权公告日 2016.08.17

(21)申请号 201280047482.5

(22)申请日 2012.07.09

(30)优先权数据

2011-216393 2011.09.30 JP

(85)PCT国际申请进入国家阶段日

2014.03.28

(86)PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2012/067466 2012.07.09

(87)PCT国际申请的公布数据

W02013/046852 JA 2013.04.04

(73)专利权人 阿耐思特岩田株式会社

地址 日本神奈川县

(72)发明人 谷川志郎 各务贵洋

(74)专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利商标事务所 11038

代理人 张斯盾

(51)Int.Cl.

F04C 18/18(2006.01)

F04C 25/02(2006.01)

F04C 29/00(2006.01)

(56)对比文件

JP H06213181 A, 1994.08.02,

DE 4244063 A1, 1994.06.30,

JP 2008196353 A, 2008.08.28,

DE 3519170 A1, 1986.12.04,

JP S5591702 A, 1980.07.11,

审查员 屈威

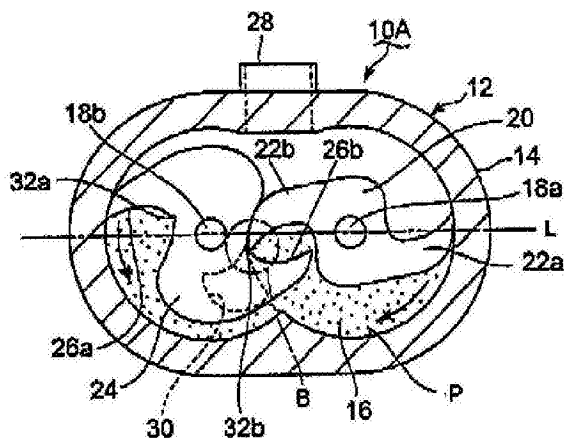
权利要求书1页 说明书5页 附图5页

(54)发明名称

爪式泵

(57)摘要

在泵室(12)的内部,在旋转轴(18a)、(18b)上安装具有爪部(22a)、(22b)的阳转子(20)和形成有由该爪部侵入的凹部(26a)、(26b)的阴转子(24)。相对于包括旋转轴(18a)、(18b)的平面(L),在阴转子(24)的旋转方向上游侧雕刻设置凹陷(32a)、(32b)。凹陷(32a)、(32b)将配置位置以及大小、形状选定为从压缩囊(P)中止与排出口(30)的连通,并从排出口(30)分离了时到压缩囊(P)渐渐缩小而消失为止,经该凹陷使压缩囊(P)和排出口(30)连通,且在压缩囊(P)消失的同时,中止与排出口(30)的连通。



1. 一种爪式泵,其特征在于,具备相互平行,且在相反方向旋转的一对旋转轴、被固定在该一对旋转轴,且在一方设置了在半径方向突出的爪部的第1转子、具有该爪部侵入的凹部的第2转子、收容这些一对转子的泵室、以包括前述一对旋转轴的轴线的平面为界,被形成在一方侧的泵室的吸入口、以及被形成在另一方侧的泵室的排出口,

构成为在与前述平面相比的第2转子的旋转方向上游侧,设置当形成在第1转子的爪部和第2转子的凹部之间的压缩囊从前述排出口分离了时与该压缩囊连通的释放空间,将该压缩囊内的残存压缩气体向该释放空间释放;

前述释放空间由刻入设置在与前述第1转子的爪部面对面的前述第2转子的凹部的相向面上的凹陷形成,前述凹陷遍及前述第2转子的板厚方向全部区域被形成。

2. 如权利要求1所述的爪式泵,其特征在于,前述凹陷一直被延伸设置到面向前述排出口的第2转子的表面,被配置成,在所述压缩囊从排出口分离了时,经该凹陷使该压缩囊和排出口连通,直到压缩囊消失为止,使排出口和压缩囊连通。

3. 如权利要求2所述的爪式泵,其特征在于,前述凹陷被配置成在所述压缩囊消失的同时,从所述排出口分离。

4. 一种爪式泵,其特征在于,具备相互平行,且在相反方向旋转的一对旋转轴、被固定在该一对旋转轴,且在一方设置了在半径方向突出的爪部的第1转子、具有该爪部侵入的凹部的第2转子、收容这些一对转子的泵室、以包括前述一对旋转轴的轴线的平面为界,被形成在一方侧的泵室的吸入口、以及被形成在另一方侧的泵室的排出口,

构成为在与前述平面相比的第2转子的旋转方向上游侧,设置当形成在第1转子的爪部和第2转子的凹部之间的压缩囊从所述排出口分离了时与该压缩囊连通的释放空间,将该压缩囊内的残存压缩气体向该释放空间释放;

前述释放空间由被刻入设置在侧壁的内面上的凹陷形成,所述侧壁构成前述泵室。

5. 如权利要求4所述的爪式泵,其特征在于,前述凹陷相对于所述排出口被设置在第2转子的旋转方向下游侧,被配置成从所述压缩囊与排出口分离了时直到压缩囊消失时为止,与压缩囊连通。

6. 如权利要求5所述的爪式泵,其特征在于,前述凹陷被配置成在所述压缩囊消失的同时,由前述第2转子关闭。

爪式泵

技术领域

[0001] 本发明涉及包括具有钩状的爪部的2个转子的爪式泵,详细地说,涉及抑制或者消除因在压缩工序的最后形成的过压缩囊造成的动力损失、脉动的爪式泵。

背景技术

[0002] 爪式泵中,两个爪型转子在形成泵室的壳体内维持着确保非常窄的余隙非接触地在相反方向旋转。由两个爪型转子形成压缩囊,将在该压缩囊压缩的压缩气体从排出口排出。通过不使用润滑油、密封液而连续地进行吸引、压缩以及排气,产生真空状态或者加压空气。这样,因为没有使用润滑油等液体,所以,可进行清洁的排气、排出。另外,因为能够实现比没有压缩工序的罗茨泵高的压缩比,且为非接触旋转,所以,具有通过控制转速,能够轻易地实现具有节能效果的与需要相应的排气等长处。

[0003] 专利文献1公开了相关的爪式泵的结构。另外,本发明者等先提出了能够使用爪式泵来抑制脉动、动力变动的多级真空泵(专利文献2)。

[0004] 图8说明了以往的真空用爪式泵的结构。图8中,爪式泵100的泵室102由内面呈使2个圆的一部分重合的截面形状的外周壁104和相对于外周壁104并联地配置成2列的前后侧壁106构成。另外,前方侧壁的图示被省略。在泵室102以相互平行的状态贯通配置了2根旋转轴108a以及108b。在旋转轴108a安装具备在半径方向突出的2个爪部112a以及112b的阳转子110。另一方面,在旋转轴108b安装具有由爪部112a、112b侵入的凹部116a以及116b的阴转子114。

[0005] 相对于包括旋转轴108a以及108b的轴线的平面L,在一方侧设置吸入口118,在另一方侧设置排出口120。在一对转子之间以及转子和泵室102的壁面之间设置微小的余隙。若该余隙过大,则引起泵室的倒流,效率低下。在与平面L相比的排出口侧形成由一对转子110、114以及外周壁104、侧壁106包围的压缩囊P。随着阳阴转子110、114在箭头方向旋转,压缩囊P的容积减少,压缩囊P的气体被逐渐压缩。在图8(B)的时点,排出口120与压缩囊P连通,压缩囊P的气体被排出到排出口120。

[0006] 在图8(C)的时点,通过阳阴转子110、114的旋转,排出口120的开口面积被缩小,压缩囊P也缩小。在图8(D)的时点,表示相对于排出口120被关闭的状态,存在压缩囊P,在压缩囊P压缩被继续的状态。在压缩工序的最后,由于压缩囊P的容积为零,所以,在计算上,容积比(压缩比)为无限大。

[0007] 在先技术文献

[0008] 专利文献

[0009] 专利文献1:日本特开2011-038476号公报

[0010] 专利文献2:日本特开2011-132869号公报

[0011] 排出口120的前端120a在加工上存在不得成为R形状等的制约。为此,如图8(D)以及(E)所示,由于阴转子114的旋转,即使排出口120关闭后,到压缩囊P残存,压缩囊P的容积为零为止,在压缩囊P也进行气体的压缩。为此,产生压缩囊P的压力暂时地突然上升的过

压缩状态。在该状态下,失去了去处的压缩气体从转子之间、转子和泵室之间的微小缝隙向其它的空隙囊逃逸。

[0012] 若压缩囊P过压缩,则存在引起脉动,成为噪音、振动的原因,或产生与转子的旋转方向为反方向的反作用力,成为动力损失这样的问题。另外,因过压缩而产生高的压缩热。据此,引起转子的热膨胀,在转子之间或者转子和泵室之间微小的余隙消失,产生在滑动部引起磨损等问题。再有,在为真空泵的情况下,如在压缩囊P失去去处的的气体大量地流入吸入口侧,则还产生极限压力变差这样的问题。

[0013] 本发明鉴于相关的以往技术的课题,其目的是以低成本的手段缓和或者消除压缩囊的过压缩的产生,克服前述问题点。

发明内容

[0014] 为了解决相关的课题,本发明的爪式泵在与包括一对旋转轴的轴线的平面相比的第2转子的旋转方向上游侧形成释放空间。即、将释放空间设置在当形成在第1转子的爪部和第2转子的凹部之间的压缩囊从排出口分离时,与该压缩囊连通的位置。据此,因为即使从排出口分离了的压缩囊的容积减少,产生过压缩,压缩囊的气体也能够向释放空间逃逸,所以,能够缓和过压缩。另外,通过将释放空间设置在与包括一对旋转轴的轴线的平面相比的第2转子的旋转方向上游侧,能够抑制压缩囊的压缩气体从第1转子和第2转子之间的微小余隙向吸入口侧的囊逃逸。

[0015] 为此,能够抑制以过压缩为起因的脉动以及以该脉动为起因的振动、噪音,且不会产生与转子的旋转方向为反方向的反作用力,能够抑制动力损失。另外,因为能够抑制因过压缩而产生的高的压缩热,所以,能够防止因转子的热膨胀造成的滑动部位的磨损的产生。再有,在为真空泵的情况下,因为没有在压缩囊失去去处的的气体大量流入吸入口侧的情况,所以,不会导致极限压力的恶化。

[0016] 在本发明装置中,也可以是释放空间由设置在与第1转子的爪部面对面的第2转子的凹部的相向面上的凹陷形成。据此,能够通过简单的加工形成释放空间。该凹陷被形成在凹部的相向面的板厚方向的一部分或者全部区域。该凹陷的形状例如可以是圆弧形、方形状或者其它的形状,没有必要限定为特定的形状。

[0017] 前述凹陷可以一直被延伸设置到面向排出口的第2转子的表面,配置位置或者大小、形状被选定成,在压缩囊从排出口分离了时,经该凹陷使压缩囊和排出口连通,直到压缩囊消失为止,使排出口和压缩囊连通。通过将该凹陷一直延伸设置到面向排出口的第2转子的表面,可进行凹陷和排出口的连通。据此,即使在压缩囊从排出口分离后,在压缩囊内产生过压缩,也能够将压缩囊内的气体经凹陷向排出口释放。

[0018] 在前述结构的基础上,若前述凹陷被配置成在压缩囊消失的同时,从排出口分离,则能够在压缩囊消失后,防止排出气体从排出口向凹陷的倒流。因为压缩泵与真空泵相比,吸入侧和排出侧的压力差大,所以,因倒流造成的极限压力的恶化的程度大。通过消除排出气体从排出口经由凹陷向其它的空隙囊的倒流,能够防止这种情况。即使在为真空泵的情况下,因为倒流的排出气体流入下个压缩囊,所以效率变差。为此,通过消除倒流,能够防止泵效率的低下。

[0019] 另外,也可以是释放空间由被设置在侧壁的内面上的凹陷形成,所述侧壁构成泵

室。据此,能够通过简单的加工形成释放空间。该凹陷的截面形状例如可以是圆弧形状、方形状或者其它的形状,没有必要限定为特定的形状。

[0020] 也可以是该凹陷相对于排出口被设置在第2转子的旋转方向下游侧,配置位置、大小、形状等被选定成,在压缩囊从排出口分离了时直到压缩囊消失时为止,与压缩囊连通。据此,在压缩囊从排出口分离了时直到压缩囊消失时为止的期间,能够将压缩囊的气体向凹陷释放,能够缓和压缩囊的过压缩。

[0021] 在前述结构的基础上,也可以是前述凹陷被配置成在压缩囊消失的同时,由第2转子关闭。据此,能够抑制排出空气从排出口经凹陷向其它的压缩囊倒流的情况。

[0022] 发明效果

[0023] 因为本发明的爪式泵在与包括旋转轴的轴线的平面相比的第2转子的旋转方向上游侧,设置当形成在第1转子和第2转子之间的压缩囊与排出口分离了时与压缩囊连通的释放空间,所以,能够通过简易且低成本的加工,抑制在从排出口分离的压缩囊引起过压缩的情况。为此,能够抑制以过压缩为起因的振动、噪音以及动力损失等,且能够抑制极限压力的恶化。

附图说明

[0024] 图1是有关本发明装置的第1实施方式的爪式泵的正视剖视图。

[0025] 图2是有关第1实施方式的爪式泵的阴转子的正视图。

[0026] 图3(A)是图1中的B部放大图,(B)是压缩囊消失后的B部放大图。

[0027] 图4是表示第1实施方式的阴转子的变形例的正视图。

[0028] 图5是有关本发明装置的第2实施方式的爪式泵的正视剖视图。

[0029] 图6是有关第2实施方式的爪式泵的泵室的立体图。

[0030] 图7(A)是图5中的C部放大图,(B)是压缩囊消失后的C部放大图。

[0031] 图8是以往的爪式泵的正视图,(A)~(D)是时间序列性地表示转子的旋转,(E)是(D)的A部放大图。

具体实施方式

[0032] 下面,使用图中所示的实施方式详细地说明本发明。但是,该实施方式记载的构成零件的尺寸、材质、形状、其相对配置等在没有特别地特定的记载的情况下,并不是将该发明的范围仅限于此的意思。

[0033] (实施方式1)

[0034] 通过图1~图3,说明将本发明的爪式泵应用于无油型真空泵的第1实施方式。图1中,本实施方式的爪式泵10A的泵室12由内面具有使2个圆的一部分重合的截面形状的外周壁14和相对于外周壁14并联地配置成2列的前后侧壁16(前方侧壁被省略。)构成。在被贯穿设置在前后侧壁16上的孔以相互平行的状态贯通配置2根旋转轴18a以及18b。在旋转轴18a固定具备在半径方向突出的2个爪部22a以及22b的阳转子20,在旋转轴18b固定具有由爪部22a、22b侵入的凹部26a以及26b的阴转子24。

[0035] 以包括旋转轴18a以及18b的轴线的水平方向的平面L为界,在一方侧设置吸入口28,在另一方侧设置排出口30。在排出口侧形成由阳转子20的爪部22a、22b和阴转子24的凹

部26a、26b的相向面以及外周壁14、侧壁16包围的压缩囊P。随着阳阴转子20、24在箭头方向旋转,压缩囊P的容积减少,压缩囊P内的气体逐渐被压缩。而且,排出口30开放,压缩囊P的气体向排出口30被排出。

[0036] 图2是表示本实施方式的阴转子24的结构。阴转子24具有由阳转子20的爪部22a侵入的凹部26a和由阳转子20的爪部22b侵入的凹部26b。另外,在凹部26a的与爪部22a面对面的相向面刻入设置凹陷32a,在凹部26b的与爪部22b面对面的相向面刻入设置凹陷32b。凹陷32a以及32b相对于包括旋转轴18a以及18b的轴线的平面L,被设置在阴转子24的旋转方向a的上游侧。凹陷32a、32b呈圆弧形,且遍及阴转子24的板厚方向全部区域被形成。通过做成圆弧形,使用了切削钻的凹陷的加工变得容易。

[0037] 凹陷32a以及32b的配置位置以及大小、形状被选定成,在压缩工序的最终阶段,从压缩囊P中止与排出口30的连通,并从排出口30分离了时到压缩囊P渐渐缩小而消失时为止,使压缩囊P和排出口30连通。进而,配置位置以及大小、形状被选定成在压缩囊P消失的同时,中止与排出口30的连通,并与排出口30分离。

[0038] 图1以及图3(A)是在转子的动作时刻上,与图8的(D)以及(E)相当的图,表示压缩囊P的压缩工序的最终阶段。在压缩工序的最终阶段,缩小了的压缩囊P与排出口30分离,但是,在本实施方式中,由于设置了凹陷32b,所以,在压缩囊P残存的期间,压缩囊P通过凹陷32b与排出口30连通。为此,压缩囊P的气体能够随着压缩囊P的容积减少,而通过凹陷32b向排出口30逃逸。因此,不存在压缩囊P过压缩的情况。

[0039] 图3(B)是表示紧接图3(A)所示的状态后,压缩囊P消失的瞬间。在压缩囊P消失的同时,凹陷32b和排出口30分离。凹陷32a中,配置位置以及大小、形状也被选定为具有与凹陷32b相同的功能。

[0040] 根据本实施方式,因为通过设置凹陷32a以及32b,在压缩工序的最终阶段,在压缩囊P残存在阳转子20的爪部22a、22b和阴转子24的凹部26a、26b的相互面对面的相向面的期间,压缩囊P经凹陷32a、32b与排出口30连通,所以,不存在压缩囊P过压缩的情况。为此,能够抑制以过压缩为起因的脉动的产生以及以脉动的产生为起因的振动、噪音的产生。另外,能够抑制由因过压缩而产生的反作用力造成的动力损失。

[0041] 另外,因为凹陷32a、32b被配置在与平面L相比的阴转子24的旋转方向上游侧,所以,能够抑制在压缩囊P过压缩的气体流入吸入口28侧的囊。为此,能够抑制极限压力的恶化。另外,能够抑制由因过压缩而产生的压缩热造成的转子的热膨胀,据此,能够防止转子的滑动部的磨损。

[0042] 再有,因为在压缩囊P消失的同时,凹陷32a、32b和排出口30分离,所以,不存在排出气体从排出口30倒流并流入下一个压缩囊的情况。为此,能够防止作为真空泵的泵效率的低下。

[0043] 图4是设置在阴转子24上的凹陷的变形例。在该变形例中,刻入设置了四边形状的凹陷34a以及34b。凹陷34a、34b的配置位置与第1实施方式的凹陷32a、32b相同。在该变形例中,也能够得到与第1实施方式相同的作用效果。

[0044] (实施方式2)

[0045] 接着,通过图5~图7,说明本发明装置的第2实施方式。本实施方式与第1实施方式同样,也是将爪式泵应用于无油型真空泵的实施方式。对与第1实施方式相同的部位或者部

件标注相同的符号,因为这些部位或者部件的说明重复,所以省略。在本实施方式的爪式泵10B中,相对于平面L,在阴转子24的旋转方向上游侧的位置,即、旋转轴18a、18b之间的区域,在与平面L相比的排出口30侧的位置,在侧壁16的内面刻入设置凹陷36。凹陷36形成圆形的外周和球状的曲面。通过做成相关的形状,由切削钻进行的加工变得容易。

[0046] 图6是表示有关本实施方式的爪式泵10B的泵室12。该泵12具有与第1实施方式的泵室12相同的结构。图6中,省略了被配置在前侧的侧壁。在侧壁16贯穿设置由旋转轴18a以及18b贯通的孔38a以及38b。

[0047] 凹陷36将其位置、大小、形状选定成在压缩工序的最终阶段,在从残存在阳转子20的爪部22a、22b和阴转子24的凹部26a、26b的相向面之间的压缩囊P与排出口30分离了时到压缩囊P消失时为止,与压缩囊P连通。另外,凹陷36将其位置、大小、形状选定成压缩囊P消失的同时,由阴转子24关闭其全部区域。

[0048] 图7(A)是在阳阴转子20、24的动作时刻上,与图3(A)相当的图。在压缩工序的最终阶段,在压缩囊P的容积缩小,与排出口30分离了时,压缩囊P与凹陷36连通。该状态持续到压缩囊P消失时为止。为此,因为压缩囊P的气体能够向凹陷36逃逸,所以,能够缓和压缩囊P的过压缩。

[0049] 图7(B)是表示紧接着图7(A)后,压缩囊P消失了的时刻。此时,同时,凹陷36被阴转子24关闭。为此,能够抑制使排出口30的排出气体通过凹陷36向其它的压缩囊倒流的情况。因此,能够抑制作为真空泵的爪式泵10B的泵效率低下的情况。

[0050] 前述第1实施方式以及第2实施方式都是本发明的爪式泵适用真空泵的例,但是,本发明也能够用于压缩用的爪式泵。

[0051] 产业上利用的可能性

[0052] 根据本发明,能够通过简易且低成本的手段,缓和形成在转子之间的压缩囊的过压缩,能够抑制因过压缩的产生引起的故障。

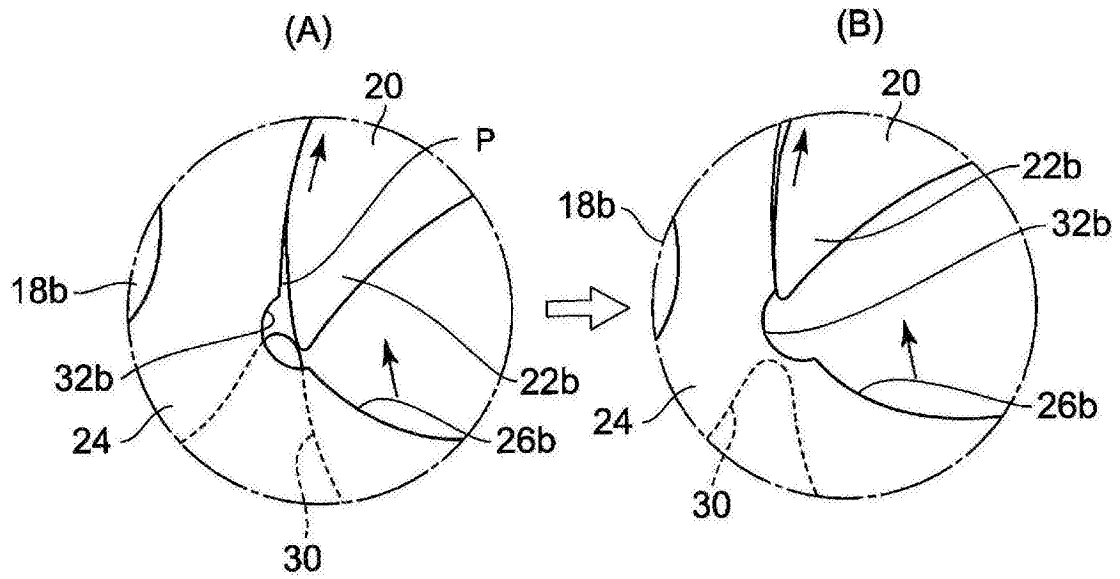


图3

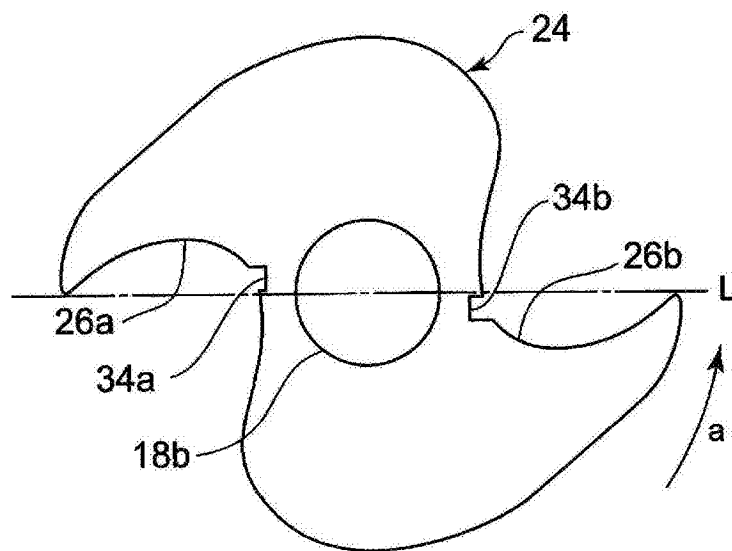


图4

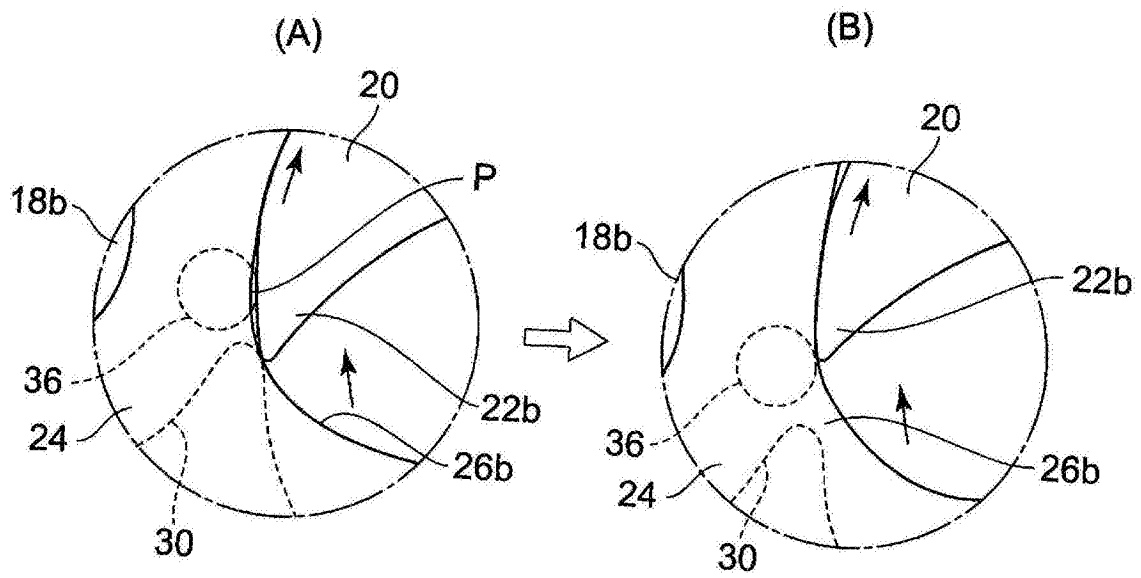


图7

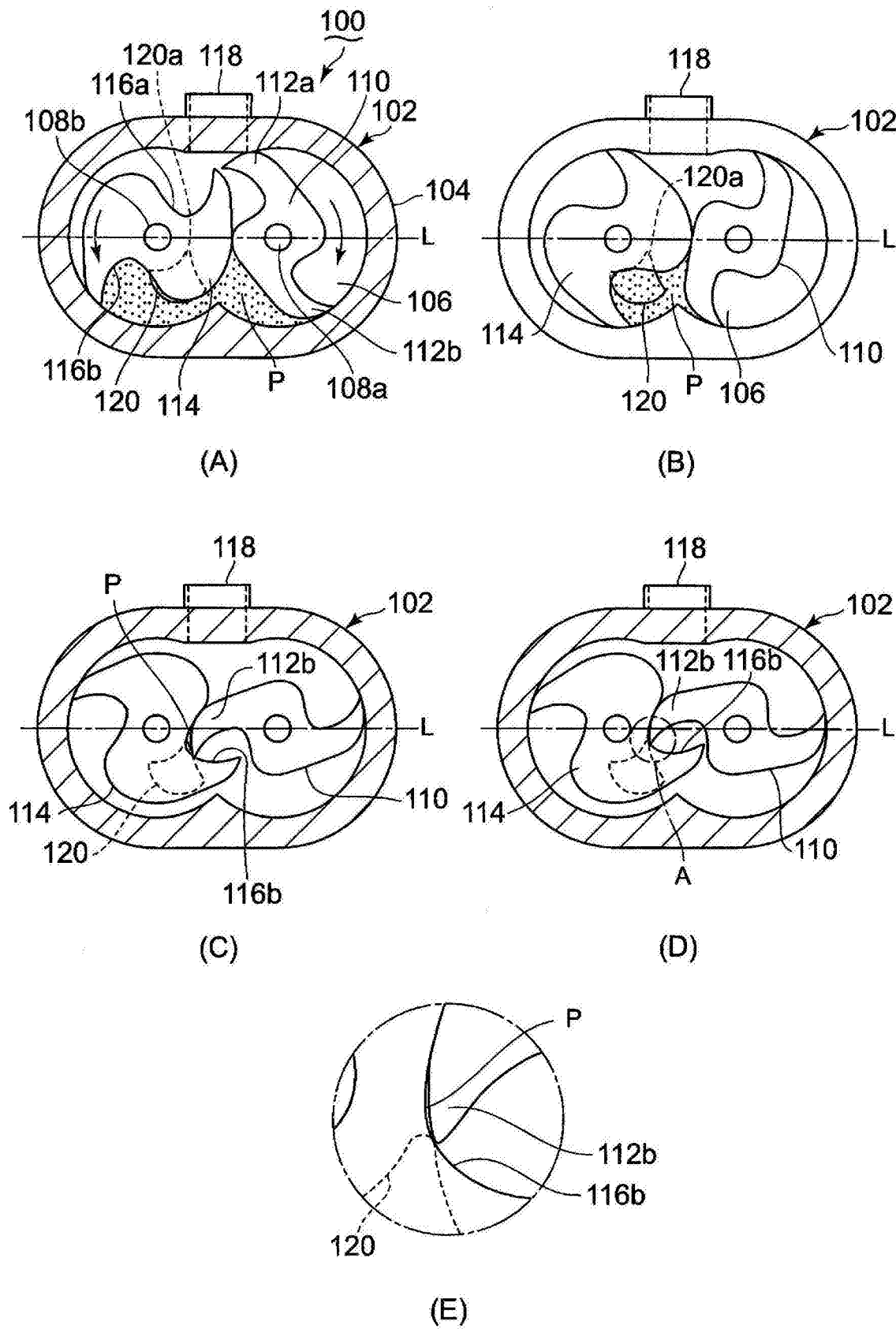


图8