



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 104220754 B

(45)授权公告日 2016.08.03

(21)申请号 201380015384.8

(22)申请日 2013.03.01

(30)优先权数据

2012-062309 2012.03.19 JP

(85)PCT国际申请进入国家阶段日

2014.09.19

(86)PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2013/055695 2013.03.01

(87)PCT国际申请的公布数据

W02013/141001 JA 2013.09.26

(73)专利权人 KYB株式会社

地址 日本东京都

(72)发明人 藤田朋之 杉原雅道 赤塚浩一朗

加藤史恭

(74)专利代理机构 北京林达刘知识产权代理事
务所(普通合伙) 11277

代理人 刘新宇 张会华

(51)Int.Cl.

F04C 2/344(2006.01)

F04C 14/22(2006.01)

(56)对比文件

US 2002114708 A1,2002.08.22,

JP 2011140918 A,2011.07.21,

JP 2010265852 A,2010.11.25,

CN 1991175 A,2007.07.04,

JP S57210192 A,1982.12.23,

CN 101379296 A,2009.03.04,

审查员 卢丽

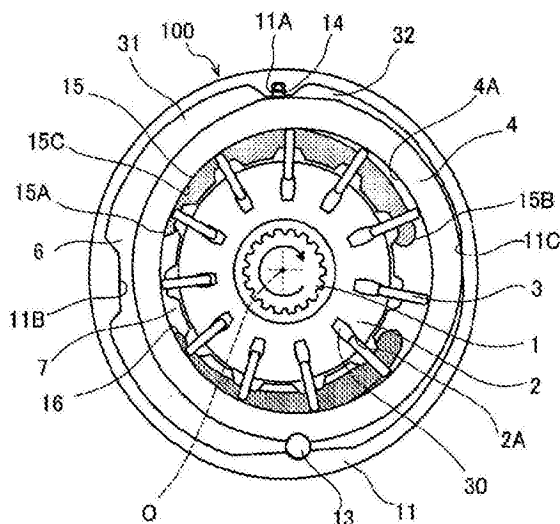
权利要求书1页 说明书5页 附图4页

(54)发明名称

可变容量式叶片泵

(57)摘要

一种可变容量式叶片泵,其通过改变定子相对于转子的偏心量而改变泵室的排出容量,在吸入端口形成有端口内壁面,在定子向定子相对于转子的偏心量增大的方向移动了时,该端口内壁面沿着定子的内周凸轮面延伸。



1. 一种可变容量式叶片泵,其用作流体压供给源,该可变容量式叶片泵包括:
 - 转子,其被旋转驱动;
 - 多个叶片,其以滑动自如的方式收装于上述转子;
 - 定子,其具有供上述叶片的顶端部进行滑动接触的内周凸轮面且能够相对于上述转子的中心偏心;
 - 泵室,在上述转子、上述定子和彼此相邻的上述叶片之间划分出该泵室;
 - 吸入端口,其引导被吸入到上述泵室的工作流体;以及
 - 排出端口,其引导从上述泵室排出的工作流体;在上述吸入端口形成为以上述转子的中心为中心呈圆弧状,且该吸入端口具有:第一端口内壁面,其形成为与在上述定子位于最大偏心位置时的上述定子的上述内周凸轮面大致相同形状;以及第二端口内壁面,其形成为与在上述定子位于最小偏心位置时的上述定子的上述内周凸轮面大致相同形状。
2. 根据权利要求1所述的可变容量式叶片泵,其中,
 - 上述吸入端口形成于与上述转子以及上述定子的一侧部抵接的侧板,在上述定子位于最大偏心位置时,上述第一端口内壁面以在与上述转子的旋转轴平行的方向上该第一端口内壁面与上述定子的内周凸轮面不产生阶梯部的方式延伸而形成。
3. 根据权利要求1或2所述的可变容量式叶片泵,其中,
 - 上述吸入端口具有:
 - 连通开始侧吸入端口端部,其与上述泵室的连通伴随着上述转子的旋转而开始;以及
 - 连通结束侧吸入端口端部,其与上述泵室的连通伴随着上述转子的旋转而结束;
 - 在上述连通开始侧吸入端口端部形成上述第一端口内壁面,
 - 在上述连通结束侧吸入端口端部形成上述第二端口内壁面,
 - 上述吸入端口的开口宽度形成为从上述吸入端口的中途到上述连通开始侧吸入端口端部的顶端去逐渐变小。

可变容量式叶片泵

技术领域

[0001] 本发明涉及一种作为流体压装置中的流体压供给源使用的可变容量式叶片泵。

背景技术

[0002] 作为这种可变容量式叶片泵,存在定子以销为支点而摆动从而使定子相对于转子的偏心量变化进而使排出容量变化的叶片泵。

[0003] 在JP2011-140918A中公开了一种可变容量式叶片泵,该可变容量式叶片泵形成成为叶片泵的排出端口不与定子相干扰,且即使定子移动也不会使排出端口的开口面积变化。

[0004] 在这种可变容量式叶片泵中,定子形成伴随着移动而封堵吸入端口的一部分的阶梯部。因此,被吸入到泵室的工作流体碰撞到该阶梯部,付与工作流体的压力损失增大,可能在吸入端口与泵室之间产生气蚀。

发明内容

[0005] 本发明是鉴于上述问题点而完成的,其目的在于防止可变容量式叶片泵的定子所导致的气蚀。

[0006] 本发明的某方式提供一种可变容量式叶片泵,其用作流体压供给源,该可变容量式叶片泵包括:转子,其被旋转驱动;多个叶片,其以滑动自如的方式收装于转子;定子,其具有供叶片的顶端部进行滑动接触的内周凸轮面且能够相对于转子的中心偏心;泵室,在转子、定子和彼此相邻的叶片之间划分出该泵室;吸入端口,其引导被吸入到泵室的工作流体;以及排出端口,其引导从泵室排出的工作流体;在吸入端口形成有端口内壁面,在定子向定子相对于转子的偏心量增大的方向移动了时,该端口内壁面沿着定子的内周凸轮面延伸。

[0007] 以下,参照附图对本发明的实施方式以及优点进行详细说明。

附图说明

[0008] 图1A是表示本发明的实施方式的可变容量式叶片泵的定子处于最大偏心位置的状态的主视图。

[0009] 图1B是表示可变容量式叶片泵的定子处于最小偏心位置的状态的主视图。

[0010] 图2是侧板的主视图。

[0011] 图3A是可变容量式叶片泵的剖视图。

[0012] 图3B是表示可变容量式叶片泵中的工作油的流动的示意图。

[0013] 图4A是以往的可变容量式叶片泵的剖视图。

[0014] 图4B是表示以往的可变容量式叶片泵中的工作油的流动的示意图。

[0015] 图5是示出本发明的实施方式的可变容量式叶片泵的转子的转速与排出流量之间的关系特性图。

具体实施方式

[0016] 以下,根据附图对本发明的实施方式进行说明。

[0017] 首先,参照图1A以及图1B对本发明的实施方式的可变容量式叶片泵100进行说明。

[0018] 可变容量式叶片泵(以下简称“叶片泵”。)100作为安装于车辆的液压装置(流体压装置)、例如动力转向装置、无级变速器等的液压(流体压)供给源而使用。

[0019] 在叶片泵100中,发动机(省略图示)的动力传递至驱动轴1,连结于驱动轴1的转子2旋转。在图1A以及图1B中,转子2如箭头所示那样沿顺时针方向旋转。

[0020] 叶片泵100包括多个设置为相对于转子2能够在径向上往复移动的叶片3和用于容纳转子2以及叶片3的定子4。

[0021] 在外周面具有开口部的狭缝2A以预定间隔呈放射状形成在转子2上。叶片3以滑动自如的方式插入到狭缝2A。在狭缝2A的基端侧划分出用于引导泵排出压力的叶片背压室30。叶片3在叶片背压室30的压力的作用下被向从狭缝2A突出的方向按压。

[0022] 驱动轴1以旋转自如的方式支承于泵体8(参照图3A)。在泵体8形成有用于容纳定子4的泵容纳凹部。在泵容纳凹部的底面配置有与转子2以及定子4的一侧部抵接的侧板6。泵容纳凹部的开口部由与转子2以及定子4的另一侧部抵接的泵盖(未图示)密封。泵盖与侧板6配置为将转子2以及定子4的两侧面夹在中间的状态。在转子2与定子4之间划分出利用各叶片3分隔而成的泵室7。

[0023] 如图2所示,在侧板6形成有将工作油引导到泵室7内的吸入端口15和抽出泵室7内的工作油并将工作油引导至液压装置的排出端口16。关于吸入端口15以及排出端口16的具体形状,在后文详细说明。

[0024] 在未图示的泵盖也形成有吸入端口以及排出端口。泵盖的吸入端口以及排出端口经由泵室7分别与侧板6的吸入端口15以及排出端口16连通。

[0025] 图1A以及图1B中示出的定子4为环状的构件,并具有使叶片3的顶端部滑动接触的内周凸轮面4A。该内周凸轮面4A被分为伴随着转子2的旋转而通过吸入端口15吸入工作油的吸入区域和伴随着转子2的旋转而通过排出端口16排出工作油的排出区域。

[0026] 吸入端口15沿驱动轴1的圆周方向形成为半圆状。吸入端口15通过吸入通路(未图示)与油箱(未图示)连通。并且,油箱的工作油通过吸入通路从吸入端口15向泵室7供给。

[0027] 排出端口16在与吸入端口15相反的一侧形成为半圆状。排出端口16贯通侧板6与形成于泵体8的高压室(未图示)连通。高压室通过排出通路(未图示)与叶片泵100外部的液压装置(未图示)连通。并且,从泵室7排出的工作油通过排出端口16、高压室、排出通路向液压装置供给。

[0028] 如图2所示,在侧板6形成与叶片背压室30连通的背压端口17、18。在侧板6形成使背压端口17、18的两端彼此连通的槽21。背压端口17经由贯穿侧板6的通孔19与高压室连通。并且,从泵室7排出的工作油压力通过排出端口16、高压室、通孔19、背压端口17、背压端口18被引导至叶片背压室30。叶片3在叶片背压室30的工作油压力的作用下向从转子2朝定子4突出的方向被按压。

[0029] 在叶片泵100工作时,叶片3在按压其基端部的叶片背压室30的工作油压力和伴随着转子2的旋转而作用的离心力的作用下被向从狭缝2A突出的方向推压。由此,叶片3的顶

端部与定子4的内周凸轮面4A滑动接触。

[0030] 在定子4的吸入区域中,与内周凸轮面4A滑动接触的叶片3从转子2突出,泵室7扩大,工作油从吸入端口15被吸入到泵室7。在定子4的排出区域中,与内周凸轮面4A滑动接触的叶片3被压入转子2,泵室7收缩,在泵室7中被加压的工作油从排出端口16排出。

[0031] 以下,对使叶片泵100的排出容量(推出容积)变化的结构进行说明。

[0032] 叶片泵100具备包围定子4的环状的接合环11。在接合环11与定子4之间安装有支承销13。定子4支承于支承销13。定子4在接合环11的内侧以支承销13为支点摆动,并相对于转子2的中心O偏心。

[0033] 在接合环11的槽11A安装有定子4摆动时与定子4的外周面进行滑动接触的密封件14。利用支承销13与密封件14在定子4的外周面与接合环11的内周面之间划分出第一流体压室31与第二流体压室32。

[0034] 定子4在第一流体压室31与第二流体压室32的压力差的作用下以支承销13为支点而摆动。定子4进行摆动,从而定子4相对于转子2的偏心量变化,泵室7的排出容量变化。当定子4从图1A的状态向左方向摆动时,定子4相对于转子2的偏心量减小,泵室7的排出容量变小。与此相对,当定子4从图1B的状态向右方向摆动时,定子4相对于转子2的偏心量增大,泵室7的排出容量增大。

[0035] 在接合环11的内周面分别鼓出形成有:限制部11B,其限制定子4朝向相对于转子2的偏心量变小的方向移动;以及限制部11C,其限制定子4朝向相对于转子2的偏心量增大的方向移动。限制部11B限制定子4相对于转子2的最小偏心量。限制部11C限制定子4相对于转子2的最大偏心量。

[0036] 另外,在叶片泵100设置有对引导至第一流体压室31与第二流体压室32的工作油压力进行控制的控制阀(未图示)。在与排出端口16连通的排出通路(未图示)中设置阻尼孔。控制阀利用根据阻尼孔的前后差压而移动的滑阀对引导至第一流体压室31与第二流体压室32的工作油压力进行控制。控制阀控制第一流体压室31与第二流体压室32的工作油压力,以使得定子4相对于转子2的偏心量伴随着转子2的转速的增加而变小。

[0037] 图5是示出叶片泵100的转子2的转速N与排出流量Q之间的关系的特性图。如该特性图所示,在转子2的转速N比预定值低的低转速范围中,定子4被保持在图1A中示出的最大偏心位置,伴随着转子2的转速N的上升,排出流量Q逐渐增加。在转子2的转速N超过预定值的中高速范围中,伴随着转子2的转速N的上升,定子4向偏心量变小的方向逐渐移动,抑制排出流量Q增加。此外,通过将阻尼孔用作与定子4的位移连动的可变阻尼阀,也能够将控制阀设定为排出流量Q伴随着转子2的转速N的上升而逐渐减少。

[0038] 以下,参照图2,对本发明的实施方式的吸入端口15进行说明。

[0039] 吸入端口15形成为以转子2的中心O为中心呈圆弧状延伸。如图1B所示,在定子4的中心与转子2的中心O大致一致的状态、即定子4的偏心量大致为零的状态下,吸入端口15沿着定子4的内周凸轮面4A呈圆弧状延伸。

[0040] 吸入端口15具有:连通开始侧吸入端口端部15A,其与泵室7的连通伴随着转子2的旋转而开始;以及连通结束侧吸入端口端部15B,其与泵室7的连通伴随着转子2的旋转而结束。在连通开始侧吸入端口端部15A形成端口内壁面15C,吸入端口15的开口宽度形成为从吸入端口15的中途朝向连通开始侧吸入端口端部15A的顶端去逐渐变小。

[0041] 在连通开始侧吸入端口端部15A形成有端口内壁面15C,该端口内壁面15C在定子4如图1A所示那样向相对于转子2的偏心量增大的方向移动(摆动)时沿着定子4的内周凸轮面4A延伸。端口内壁面15C伴随着定子4向相对于转子2的偏心量变小的方向移动(摆动)而离开定子4的内周凸轮面4A。

[0042] 在图2中示出的主视图上,端口内壁面15C的形状形成为弯曲成圆弧状的曲面,以呈与位于最大偏心位置的定子4的内周凸轮面4A大致相同形状。

[0043] 端口内壁面15C形成为,在定子4位于图1A中示出的最大偏心位置时以与定子4的内周凸轮面4A没有阶梯部的方式延伸。

[0044] 另一方面,连通结束侧吸入端口端部15B的开口宽度形成为从吸入端口15的中途到连通结束侧吸入端口端部15B的顶端附近大致恒定。

[0045] 在连通结束侧吸入端口端部15B形成有端口内壁面15D,该端口内壁面15D在定子4移动到相对于转子2的偏心量最小的位置时沿着定子4的内周凸轮面4A延伸。

[0046] 端口内壁面15D的形状形成为弯曲成圆弧状的曲面,以呈与位于最小偏心位置的定子4的内周凸轮面4A大致相同形状。

[0047] 如上所述那样,吸入端口15的外周侧的内壁面利用沿着位于最大偏心位置的内周凸轮面4A的端口内壁面15C和沿着位于最小偏心位置的内周凸轮面4A的端口内壁面15D构成。

[0048] 吸入端口15的内周侧的内壁面15E形成为沿着转子2的外周部弯曲成圆弧状的曲面。

[0049] 接下来,参照图3A~图4B,一边与以往的叶片泵200比较,一边对本实施方式的叶片泵100的作用效果进行说明。

[0050] 如图2中双点划线所示那样,以往的叶片泵200的吸入端口215形成为其开口宽度从圆周方向的吸入端口215的中途到连通开始侧吸入端口端部的顶端附近大致恒定。

[0051] 图4A是以往的叶片泵200的剖视图,图4B是用于对吸入端口215处的工作油的流动进行说明的示意图。

[0052] 在以往的叶片泵200中,如图4A以及图4B所示,在定子204位于相对于转子202的偏心量增大的位置时,利用形成于侧板206的吸入端口215与泵室207形成阶梯部204B。利用该阶梯部204B使吸入端口215的一部分被定子204封堵。因此,被吸入到泵室207的工作油碰撞到阶梯部204B,工作油的流线200F大幅弯曲。由此,在吸入端口215与定子204之间构成的流路的表观上的流路宽度(以下称作“有效流路宽度”)变小。因此,付与工作油的流动的压力损失增大,可能在吸入端口215与泵室207之间产生气蚀。

[0053] 图3A是本实施方式的叶片泵100的剖视图,图3B是用于对吸入端口15处的工作油的流动进行说明的示意图。

[0054] 在本实施方式的叶片泵100中,如图3A和图3B所示,在定子4位于相对于转子2的偏心量最大的位置时,形成于侧板6的吸入端口15的端口内壁面15C以与定子4的内周凸轮面4A没有阶梯部的方式延伸。被吸入到泵室7的工作油形成沿着端口内壁面15C与内周凸轮面4A前进的流动,其流线100F呈直线延伸。因而,在吸入端口15与定子4之间构成的流路的有效流路宽度不变小,因此付与工作油的流动的压力损失被抑制得较小,能够防止在吸入端口15与泵室7之间产生气蚀。

[0055] 在图5中示出的特性图中,在排出流量 Q 伴随着转子2的转速 N 的上升而逐渐增加的转速范围中,在处于图3A以及图3B中示出的工作状态时产生于向泵室7流动的工作油的压力损失被抑制得较小。在越过该转速范围而定子4向偏心量变小的方向摆动的转速范围中,吸入端口15的开口面积也不会变化,在到达泵室7的工作油的流路中,定子4不会面对吸入端口15形成阶梯部。因此,产生于向泵室7流动的工作油的压力损失被抑制得较小。

[0056] 根据以上的实施方式,发挥以下所示的作用效果。

[0057] (1)在吸入端口15形成有端口内壁面15C,该端口内壁面15C在定子4向定子4相对于转子2的偏心量增大的方向移动了时沿着定子4的内周凸轮面4A延伸。因此,抑制了通过吸入端口15被吸入到泵室7的工作流体碰撞到定子4的阶梯部而产生压力损失的情况,能够防止在吸入端口15与泵室7之间产生气蚀。

[0058] (2)吸入端口15形成为,在定子4移动到最大偏心位置时,端口内壁面15C形成为以不与定子4的内周凸轮面4A产生阶梯部的方式延伸。因此,被吸入到泵室7的工作流体形成沿着端口内壁面15C与内周凸轮面4A直进的流动,付与工作流体的流动的压力损失被抑制得较小。

[0059] (3)吸入端口15具有:连通开始侧吸入端口端部15A,其与泵室7的连通伴随着转子2的旋转而开始;以及连通结束侧吸入端口端部15B,其与泵室7的连通伴随着转子2的旋转而结束。并且,在连通开始侧吸入端口端部15A形成有端口内壁面15C,吸入端口15的开口宽度形成为从吸入端口15的中途到连通开始侧吸入端口端部15A的顶端去逐渐变小。因此,即使定子4向偏心量变小的方向移动,吸入端口15的开口面积也不会变化,能够使定子4不会在工作流体被吸入到泵室7的流路中面对吸入端口15形成阶梯部。

[0060] 以上,虽对本发明的实施方式进行了说明,但上述实施方式仅示出本发明的应用例的一部分,其宗旨并不在于将本发明的技术范围限定于上述实施方式的具体结构。

[0061] 本申请是以2012年3月19日向日本国专利厅提出申请的日本特愿2012-062309作为要求优先权的基础而提出申请的,该申请的全部内容作为参照编入本说明书。

[0062] 本发明的可变容量式叶片泵能够应用于例如动力转向装置、无级变速器及其它流体压装置。

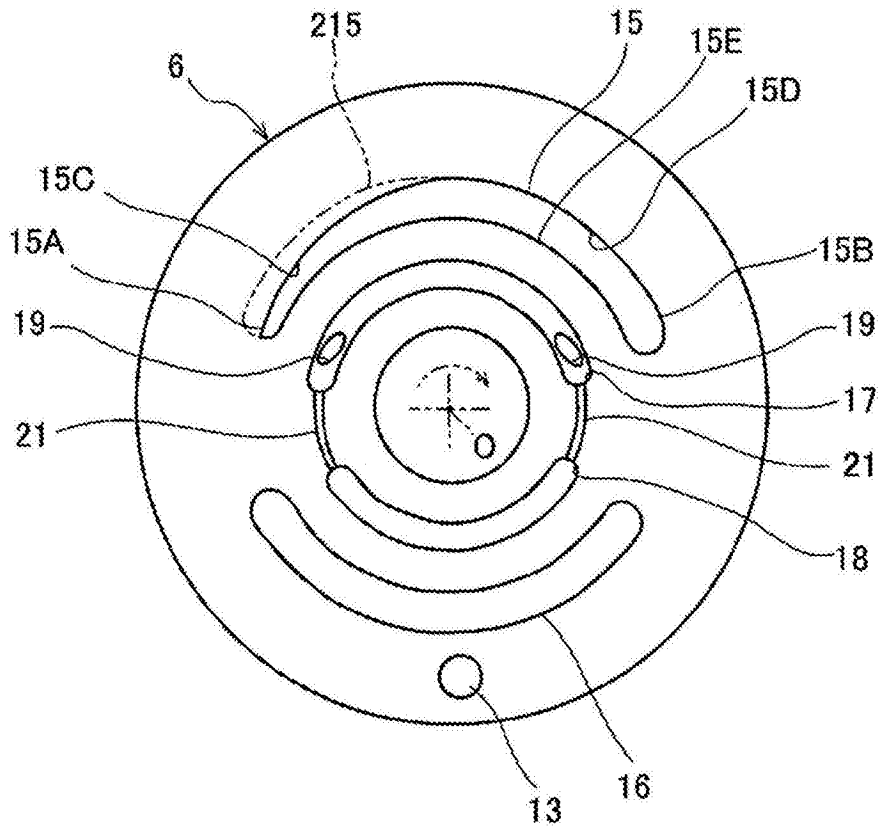


图2

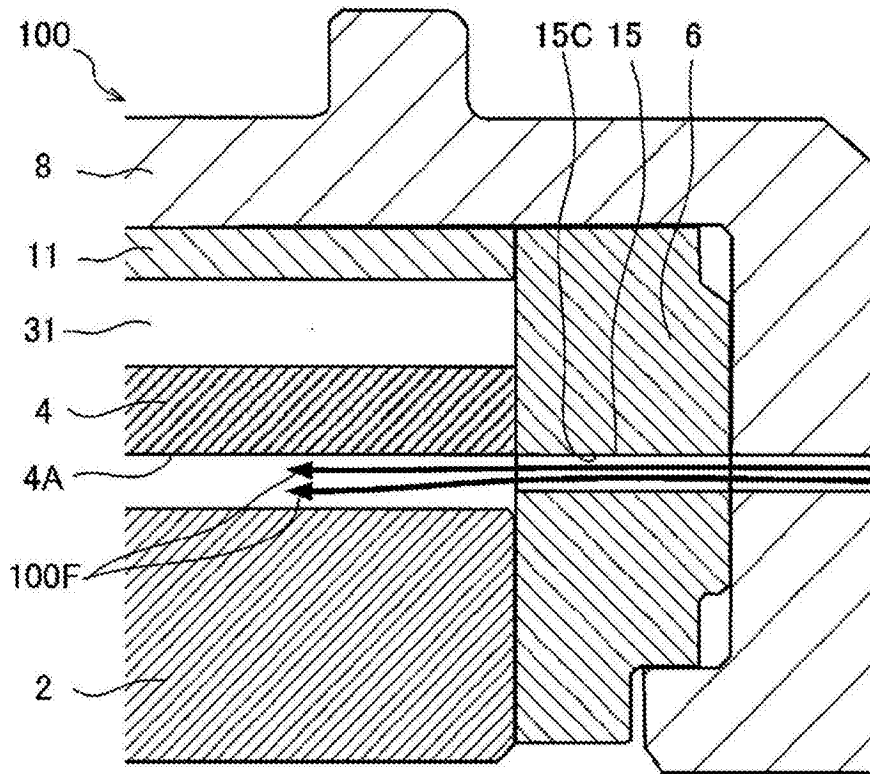


图3A

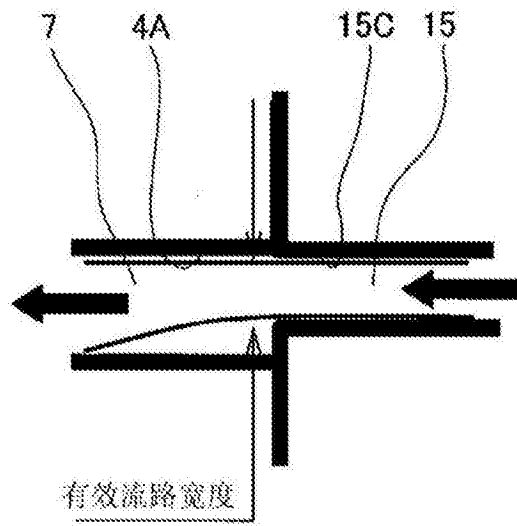


图3B

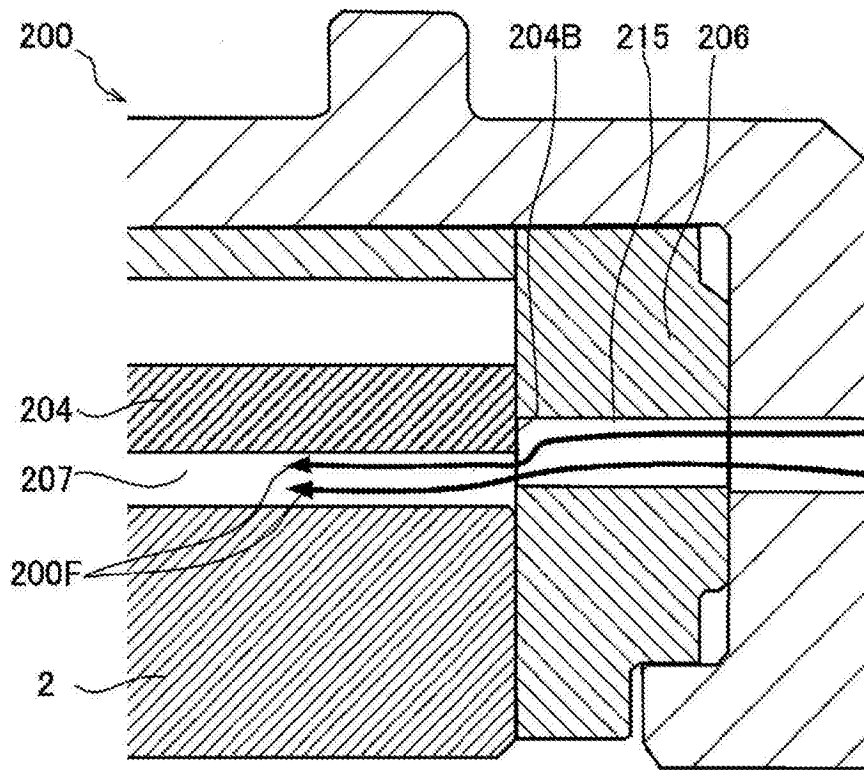


图4A

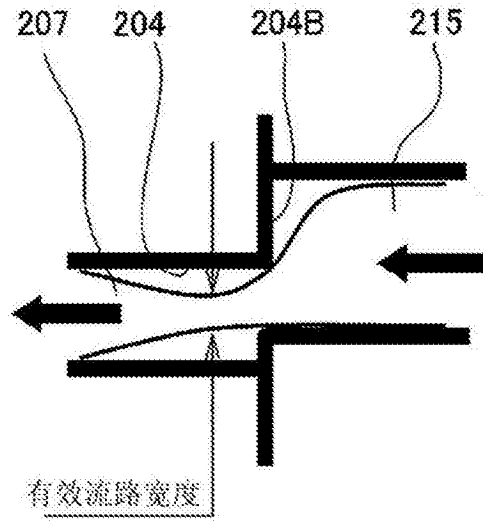


图4B

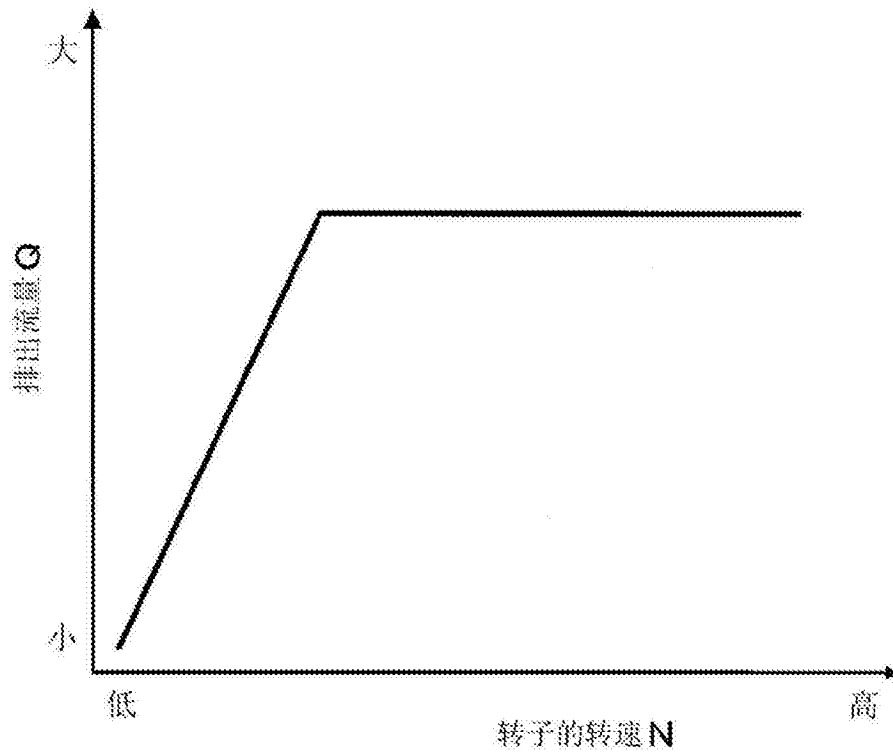


图5