

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.  
F04C 2/18 (2006.01)



# [12] 发明专利说明书

专利号 ZL 01125049.6

[45] 授权公告日 2006年8月23日

[11] 授权公告号 CN 1271335C

[22] 申请日 2001.7.30 [21] 申请号 01125049.6

[30] 优先权

[32] 2000.7.31 [33] JP [31] 231082/00

[71] 专利权人 株式会社三协精机制作所

地址 日本长野县

[72] 发明人 北村良雄

审查员 张阿玲

[74] 专利代理机构 上海专利商标事务所有限公司

代理人 刘立平

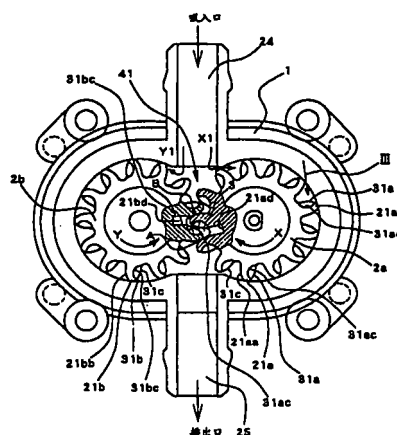
权利要求书1页 说明书8页 附图6页

[54] 发明名称

泵装置

[57] 摘要

本发明提供一种泵装置，所述泵装置可基本上消除二齿轮旋转时啮合位置上的压力变动，抑制振动及噪声，且不损伤齿轮齿。所述泵装置在泵缸(1)内设置互相啮合的驱动齿轮(2a)和从动齿轮(2b)，驱动驱动齿轮输送流体，其特征在于，在所述装置中，二齿轮的各齿部(21a、21b)在输送流体时的旋转中互相啮合但不接触、对向而置的各个非接触面(非工作面)(31a、31b)中至少一侧上形成具有截面圆弧状底部的凹部(31ac、31bc)；在二齿轮的各齿部(21a、21b)在输送流体时的旋转中互相啮合时接触的接触面(工作面)(21aa、21bb)在二处接触(参照箭头A、B)。藉此，使形成于二接触位置间的困油空间部(3)发生经时变化。所述困油空间部系利用非工作面(31a、31b)互为对向位置上的凹部(31ac、31bc)而形成。



1. 一种泵装置,所述泵装置系在泵缸内设置分别具有互相啮合的齿部的驱动齿轮和从动齿轮,藉由驱动驱动齿轮,输送流体,其特征在于,在所述装置中,在输送流体时不接触但对向而置的齿部的各个非接触面或非工作面中,在至少一侧的非接触面上形成有截面圆弧状底部的凹部,在输送流体时接触的齿部的各个接触面或工作面的二处接触,藉由所述接触,使形成于其二接触位置之间的困油空间部发生经时变化,同时,该困油空间部利用凹部而形成。

2.如权利要求1所述的泵装置,其特征在于,所述凹部形成于上述齿部半径方向的中间部。

3.如权利要求1所述的泵装置,其特征在于,所述凹部形成于位于其轴向上的一部分,其余部分上形成有相对各个工作面其形状对称的渐开线部,在使二齿轮沿与流体输送时相反的方向旋转时,形成于各个齿部的非工作上的渐开线部之间互相接触,藉此可进行相反方向的旋转。

4.如权利要求1所述的泵装置,其特征在于,所述驱动齿轮或从动齿轮在各自齿部间的齿根位置上形成凹向半径方向内侧的沟槽,困油空间部的体积藉此沟槽进一步扩大。

5.如权利要求1所述的泵装置,其特征在于,在所述泵缸与驱动齿轮和从动齿轮相互啮合部位的侧方对置的相对而置的面上,形成有进一步扩大困油空间部的卸荷槽。

## 泵装置

### 技术领域

本发明涉及一种泵装置，所述泵装置系藉由使驱动齿轮和从动齿轮在泵缸内啮合旋转而传送流体的泵装置。

### 背景技术

以往已知有这样一种齿轮泵，所述泵的结构系藉由驱动一对齿轮作啮合旋转而传送流体。该齿轮泵适用于如冰箱的自动制冰装置等中。

图6为齿轮泵的困油部的容积变化和卸载该容积变化的卸荷槽的效果说明图。首先，根据图6(d)，当一对齿轮2, 2在泵缸1内侧面滑动旋转时，生成困油空间部3，该困油空间部3伴随二齿轮2, 2的旋转而移动。又，二齿轮2, 2的旋转使吸入口7一侧的液体分别密封二齿轮2, 2的外周和泵缸1之间的间隙，同时，沿泵缸1的内周分别移向二齿轮2, 2的旋转方向，被输送至排出口6一侧，从排出口6排出。

图6(a)为困油起始点，图6(c)为困油终止点，图6(b)为其中间状态。该困油现象由齿轮接点A、B的相互搅动而生成。其结果，困油部分的容积 $v$ 如图7所示，在从困油起始点至困油的中间为止的期间，其容积渐次减小，在困油中间位置处达最小，过了该处则又渐次增加。即，容积随旋转而变动。

水或油等的液体对加压或减压没有物体的涨缩性，因此，当二齿轮2, 2的困油空间部3的容积减小时，该容积内成为非常高压；当过了困油中间位置，困油空间部3的容积 $v$ 增加时则又成为减压状态。为此，困油空间部3的容积 $v$ 减小时，轴动力及轴承负荷增加；另一方面，当困油空间部3的容积 $v$ 增加成为减压状态时，则溶解于液体中的气体的蒸汽压表观降低，产生气泡。由于伴随二齿轮2, 2的旋转，困油空间部3的压力变动断续发生，由此导致二齿轮2, 2振动。此时，不仅产生伴随振动的噪声，且使排出压力发生不规则的波动，成为缩短泵装置的寿命的原因。

作为防止上述容积变动的一个方法，有人在齿轮侧面的泵缸部上设置了用于卸载困油空间部 3 的容积变化的卸荷槽（参照日本专利特开平 8-105390 号公报）。即，在与图 7 所示的困油空间部 3 的容积  $v$  减小的区间对应的位置上，设置用于卸载困油空间部 3 的液体的卸荷槽 4。如使困油空间部 3 和卸荷槽 4 连通，则当困油空间部 3 的容积减小时，过剩容积  $\Delta v_1$  通过卸荷槽 4 被输送至排出侧，从而，不易发生异常的压力上升。另外，过了中间状态，困油空间部 3 的容积开始增加，此时，如果藉由其他卸荷槽 5 使困油空间部 3 与吸入口一侧相连通，则从吸入口一侧供给困油空间部 3 膨胀时不足的容积  $\Delta v_2$ ，难以形成真空。然而，在上述方法中，在从图 6 (b) 所示状态之前至图 6 (b) 所示状态之后的期间，仍发生瞬时、但又较大的压力波动。即，如图 6 (b) 所示的状态为困油空间部 3 未连接至任一卸荷槽 4、5 的瞬间，以该状态为界的前后，当然发生大的压力变动。

在上述情况下，即使设置卸荷槽 4、5，也无法完全防止大的压力变动的发生。因此，形成有上述卸荷槽 4、5 的类型的泵装置与完全不设置卸荷槽 4、5 结构的泵装置比较起来，其效果是，困油空间部 3 的压力变动率在整体上得到改善，抑制所受到的振动等，但仍发生振动及噪声，且使泵装置的寿命短缩。

又有人提出这样一种泵装置，所述泵装置不是如上所述地在泵缸上形成卸荷槽，而是设计齿轮的齿形状，藉此扩大形成于二齿轮啮合位置上的空间，由此降低压力变动率。如日本专利特开平 11-44294 号公报上记载的泵装置，该泵装置并不将从动于驱动齿轮的从动齿轮的非工作面（齿轮廓中，在泵工作时，位于旋转方向上的后方一侧面）作为通常的齿面（形成渐开线的通常的齿形状），而是成为从齿顶向着齿根方向作直线切割的形状。由此，在二齿轮的啮合位置上形成所切割形成的空间。

然而，因是将渐开线状的面作直线切割，所以，其增加的体积部分并不是很大。但是，因是作成了这样的形状，所以，有从动齿轮的齿强度的问题，存在着这样的危险：或是齿顶缺损，或是齿从齿根折断。

## 发明内容

本发明的目的在于提供一种泵装置，所述泵装置系鉴于上述问题而作，其

结构基本上消除了二齿轮旋转时齿啮合位置上的压力变动，不使其发生振动及噪声，且不会对齿轮齿造成损伤。

本发明的泵装置系在泵缸内设置分别具有互相啮合的齿部的驱动齿轮和从动齿轮，藉由驱动驱动齿轮，输送流体，其特征在于，在所述装置中，在输送流体时不接触但对向而置的齿部的各个非接触面（以下，称为非工作面）中，在至少一侧的非接触面上形成有截面圆弧状底部的凹部，在输送流体时接触的齿部的各个接触面（以下，称为工作面）的二处接触。藉由所述接触，使形成于其二接触位置之间的困油空间部发生经时变化。该困油空间部利用凹部而形成。

将上述本发明与以往的齿轮泵比较，形成于二齿轮啮合位置上的困油空间部因具有截面圆弧状的底部的凹部而得以扩大。而且，与在泵缸上形成沟槽、由此抑制所述啮合位置上的压力变动的结构不同，由于是在旋转移动的齿轮齿面上设置用于扩大空间的部位，因此，可以完全抑制因齿轮旋转而产生的压力变动。

又，本发明的其他方面是：在上述泵装置中，凹部形成于上述齿部半径方向的中间部。由此，扩大了位于啮合位置上的空间的部位为避免齿顶及齿根，而由具有截面圆弧状的凹部所形成。如此，不减小齿顶及齿根的宽度，也不会损伤齿顶及齿根的强度。由此，不易发生齿顶缺损或齿根断裂的现象。根据本发明，可以在充分保证齿轮零件强度的同时，比以往更好地抑制压力变动导致的振动及噪声。

又，本发明的其他方面是：在上述泵装置中，凹部形成于位于其轴向上的一部分，其余部分上形成有相对各个工作面其形状对称的渐开线部，在使二齿轮沿与流体输送时相反的方向旋转时，形成于各个齿部的非工作上的渐开线部之间互相接触，藉此进行旋转。

又，根据本发明的泵装置，在使二齿轮作与规定的流体的供给动作（泵动作）相反的方向旋转时，可使二齿轮的各个非工作面上所形成的渐开线部相互之间紧密啮合，圆滑地进行反向旋转。从而，在通常的泵动作完成之后，驱动二齿轮向液体输送方向的反向，藉此，可以使泵缸内的流体向着流体源一侧作反向流动。

又,本发明的其他方面是:在上述泵装置中,驱动齿轮或从动齿轮在各自齿部间的齿根位置上形成凹向半径方向内侧的沟槽,困油空间部的体积藉此沟槽再度扩大。由此,形成于啮合位置上的困油空间部的容量再次增大,可以更加降低啮合前和啮合开始后的压力变化。

又,本发明的其他方面是:在上述泵装置中,在泵缸与驱动齿轮和从动齿轮相互啮合部位的侧方对面的相对而置的面上,形成有再度扩大困油空间部的卸荷槽。为此,二齿轮啮合起始及啮合完毕时,形成于啮合位置上的空间与卸荷槽连通,可再度降低此时的压力变动。

### 附图说明

图1为本发明实施形态的泵装置的主要部分的平面图。

图2为显示从图1的泵装置中取出驱动齿轮及从动齿轮的状态下的平面图。

图3为显示本发明的实施形态的泵装置的驱动齿轮及从动齿轮中的齿部侧面形状的图,(A)为从图1箭头III方向所视的图,(B)为(A)的变形例示图,(C)表示另一变形例。

图4系就使用了本发明的实施形态及其变形例的各个泵装置和,使用不具有本发明的特征形状的齿轮的泵装置在噪声值上,按其类型比较的图表。

图5系就使用了本发明的实施形态及其变形例的各个泵装置和,使用不具有本发明的特征形状的齿轮的泵装置在自吸性能上,按其类型比较的图表。

图6为说明以往的啮合位置上的困油空间和设置用于卸载其压力变化的卸荷槽的理由图。

图7为显示困油空间部分的容积变化的图。

### 具体实施方式

图1为本发明的泵装置的实施形态图,为显示了泵缸内的平面图。又,图2为显示泵缸内在取出二齿轮的状态下的平面图。在以下的说明中,具有与图6相同的作用效果的零部件标以相同的符号,省略重复说明。

如图1所示,上述泵装置主要由泵缸1、可旋转自如地设置于泵缸1内的

驱动齿轮 2a 及从动齿轮 2b 构成。该泵装置当由图中未示的电动机驱动，驱动齿轮 2a 旋转时，从动齿轮 2b 随驱动齿轮 2a 的旋转而旋转。藉由二齿轮 2a、2b 的旋转，将液体从吸入口 24 一侧输送至排出口 25 一侧。

即，在图 1 中，驱动齿轮 2a 沿箭头 X 方向旋转时，具有与驱动齿轮 2a 的齿部 21a 啮合的齿部 21b 的从动齿轮 2b 随着驱动齿轮 2a 而转动，沿箭头 Y 方向旋转。又，驱动齿轮 2a 及从动齿轮 2b，其各个齿部 21a、21b 的齿顶部分沿泵缸 1 的内壁滑动、旋转。由此，在驱动齿轮 2a 侧，吸入口 24 一侧的流体与由旋转的驱动齿轮 2a 邻接的二齿部 21a 和泵缸 1 的内壁而密闭(箭头 X1 方向)，同时，由于驱动齿轮 2a 的旋转而移动约为 3/4 周左右。在移动后，放出至排出口 25 一侧。

另一方面，在从动齿轮 2b 一侧，吸入口 24 一侧的流体由旋转的从动齿轮 2b 邻接的二齿部 21b 和泵缸 1 的内壁而密闭(箭头 Y1 方向)，同时，由于从动齿轮 2b 的旋转而移动约为 3/4 周左右。在其移动后，放出至排出口 25 一侧。

又，在上述旋转时，二齿轮 2a、2b 的啮合位置 41 上，吸入口 24 一侧和排出口 25 一侧通常并不连通。即，该啮合位置 41 上，驱动齿轮 2a 的任一齿部 21a 的侧面和从动齿轮 2b 的任一齿部 21b 的侧面至少在一处经常接触。但是，接触位置交换时二处接触。即，如图 1 所示，有时在二处(图 1 中所示的箭头 A、B)接触。另外，此时的箭头 A 位置和箭头 B 位置之间的区域成为密闭的困油空间部 3。通常，接触位置交换时的二处的接触伴随旋转而有若干的重叠。

如此，在输送流体时，在上述啮合位置 41 上的二齿部互为啮合时，与对侧齿部接触一侧的接触面分别称为工作面 21aa、21bb。各个齿轮 2a、2b 的工作面 21aa、21bb 同时向着整个轴向，形成为渐开线状。

另一方面，在输送流体时，在与上述啮合位置 41 上的齿部啮合时，与对侧齿部不接触、具有若干空隙、对向而置的非接触面分别称为非工作面 31a、31b。上述困油空间部 3 在啮合位置 41 上，因与上述二处的接触而成为闭死空间，在此闭死空间中，非工作面 31a、31b 相互对向而置。该困油空间部 3 利用分别形成于非工作面 31a、31b 上的凹部 31ac、31bc 而形成。

凹部 31ac 具有截面圆弧状底部，形成于驱动齿轮 2a 的非工作面 31a 的轴向上的一部分。而且，在非工作面 31a 的剩余部分，具体地，在图中未示的电

动机配置的一侧的图 1 中的纸面内部一侧的端部（参照图 3（A），从图 1 的箭头 III 一侧所视图）上，形成有相对工作面 31a、形状对称的渐开线部 31c。该渐开线部 31c 在使二齿轮 2a、2b 向着流体输送时的相反方向旋转，使泵缸 1 内的液体返回至吸入口 24 一侧时，同样成为与形成于从动齿轮 2b 上的渐开线部 31c 接触的接触部。

在驱动齿轮 2a 的非工作面 31a 上所形成的凹部 31ac 在确保驱动齿轮 2a 的齿部 21a 的齿根及齿顶宽度的同时，成为其中间部位被切削去的形状，成为可充分确保齿部 21a 的齿根部分强度及齿顶部分强度的部分。为此，很难发生齿部 21a 因与从动齿轮 2b 的齿部 21b 的啮合而受损的不良情况。

又，在从动齿轮 2b 的非工作面 31b 上，也如同驱动齿轮 2a，形成有具有截面圆弧状的底部的凹部 31bc。为此，很难发生齿部 21b 因与驱动齿轮 2a 的啮合而受损的不良情况。

如上所述，二齿轮 2a、2b 的各个非工作面 31a、31b 上因分别形成有凹部 31ac、31bc，因此，二非工作面 31a、31b 所相对方向形成的困油空间部 3 可利用这些凹部 31ac、31bc 广泛确保其内部空间容积。其结果，与以往不同，以往在上述啮合位置 41 上的困油空间部 3 急剧变窄，导致该空间内的流体上形成高压，而在本发明中，该啮合位置 41 上的压力变动降低，可防止起因于压力变动的振动及噪声等。

又，在驱动齿轮 2a 邻接的齿部 21a 之间的谷间部分上，分别设置有凹向半径方向内侧形状的沟槽 21ad。另一方面，从动齿轮 2b 邻接的齿部 21b 之间的谷间部分上，分别设置有凹向半径方向内侧形状的沟槽 21bd。这些沟槽 21ad、21bd 成为进一步扩大形成于由上述非工作面 31a、31b 对向而置形成的困油空间部 3 的体积。为此，本实施形态进一步降低了位于二齿轮 2a、2b 啮合位置 41 上的压力变动。

又，在本实施形态的泵装置中，为克服以往技术中存在的压力变动而采用的卸荷槽 4、5 仅形成于泵缸 1 的底面。即，在图 2（A）中，8 为一对齿轮啮合时所形成的啮合中心线，9 为连接一对二齿轮 2a、2b 的中心线的中心轴。将该中心轴 9 所形成的中心线的纸面垂直方向作为假想面 16（参照图 2（B））。4、5 将靠近假想面 16 的方向作为端面 10、11，从端面 10、11 向着以啮合中



心线 8 为对称轴，吸入口侧 24 及排出口侧 25，形成于泵缸面上的卸荷槽。卸荷槽 4、5 如截面 A-A 所示，在端面 10 及 11 的位置上深深内陷，向着吸入口侧 24 及排出口侧 25 渐次变浅。在本实施形态中，为具备如上所述的卸荷槽 4、5，而进一步减小位于上述二齿轮 2a、2b 的啮合位置 41 上的压力变动。

又，上述实施形态为本发明的较好实施形态的例子，但本发明并不限于这些例子。只要是在不脱离本发明精神的范围内，可以有各种变化实施例。例如，在上述实施形态中，是在驱动齿轮 2a 及从动齿轮 2b 双方的非工作面 31a、31b 上分别设置凹部 31ac、31bc。但是，上述凹部也可以是仅形成于驱动齿轮 2a 或从动齿轮 2b 中之任一个上的结构。

又，在上述实施形态中，在驱动齿轮 2a 及从动齿轮 2b 中，是在其分别邻接的齿部 21a、21b 之间的谷间部分上设置用于进一步扩大各自困油空间部 3 的沟槽 21ad、21bd 的，但也可无须这些沟槽 21ad、21bd。又，在上述实施形态中，在泵缸 1 底面上设置如同以往技术的卸荷槽 4、5，但也可无须这些卸荷槽 4、5。

在上述实施形态中，在驱动齿轮 2a 的非工作面 31a 的轴向上的一部分形成有截面圆弧状的凹部 31ac，而非工作面 31a 在图 1 中的纸面内部一侧的端部（从图 1 的箭头 III 一侧所视的图 3（A）中的下部）上，形成有相对工作面 31a、其形状对称的渐开线部 31c。如图 3（B）所示，该渐开线部 31c 也可设置在非工作面 31a 的轴向上的中间部分上。又，如图 3（C）所示，该渐开线部 31c 也可设置在非工作面 31a 的轴向上部。或者，也可无须渐开线部 31c。

图 4 为就本发明的齿轮中流体输送时的噪声进行比较的比较图表，比较例系使用仅在底面上形成卸荷槽 4、5 的泵缸 1，不仅是工作面一侧，且其非工作面一侧也在整个轴向幅宽方向作成渐开线形状的标准形状的齿轮（类型-1）。又，图 5 为就上述类型-1 至-5 在流体输送时的自吸性能所作比较的比较图表。图 4 及图 5 中所示的数据分别为负荷电流约 140—150mA 时，二齿轮 2a、2b 旋转输送流体状况下的值。

在图 4 及图 5 中，作为类型-2 显示的如图 3（A）所示，在图中未示的电动机近旁侧，即，在泵缸 1 的底面一侧形成有渐开线部 31c。又，作为类型-3 显示的如图 3（C）所示，在从泵缸 1 底面向着远侧形成有渐开线部 31c。又，

作为类型-4显示的如图3(B)所示,在轴向的中间位置上形成有渐开线部31c。再有,作为类型-5显示的,在非工作面31a、31b上不形成渐开线部,而是在轴向整个幅宽形成凹部。

如图5所示,使用类型-1的齿轮(在非工作面上未设置凹部的标准型齿轮)的泵装置的自吸性能比起使用其他类型的齿轮(在非工作面上设置凹部的齿轮)来最高,类型-2、类型-3、类型-4及类型-5顺序降低。非工作面31a、31b上形成凹部31ac、13bc中,渐开线部31c设置于泵缸1的侧面部的类型-2具有最高的自吸性能。

另一方面,如图4所示,使用类型-1的齿轮的泵装置在输送流体时的噪声比起其他类型齿轮为最大,类型-2、类型-3、类型-4及类型-5顺序降低。非工作面31a、31b上形成凹部31ac、13bc中,渐开线部31c设置于轴向上的中间位置的类型-4的噪声最低。如上所说明地,本发明的泵装置,在驱动齿轮和从动齿轮中之至少一个的非工作面上形成具有截面圆弧状的底部的凹部,藉由二齿轮流体输送时的旋转,非工作面相互之间对向而置的位置上形成的困油空间部利用非工作面的凹部形成。为此,与以往的齿轮泵比较,则本发明形成于二齿轮啮合位置上的空间可藉由具有截面圆弧状底部的凹部而扩大,可以抑制因齿轮旋转而导致的压力变动。另外,扩大在啮合位置上空间的部位,因为避免齿顶及齿根,也可制成截面圆弧状的凹部。因此,不削减齿顶及齿根宽度,齿顶及齿根部分的强度不受损。为此,很难发生齿顶欠损及齿根部分折断的不良情况。从而,根据本发明,可以在充分确保齿轮零部件强度的同时,比较以往更有效地抑制压力变动所伴随的振动及噪声。

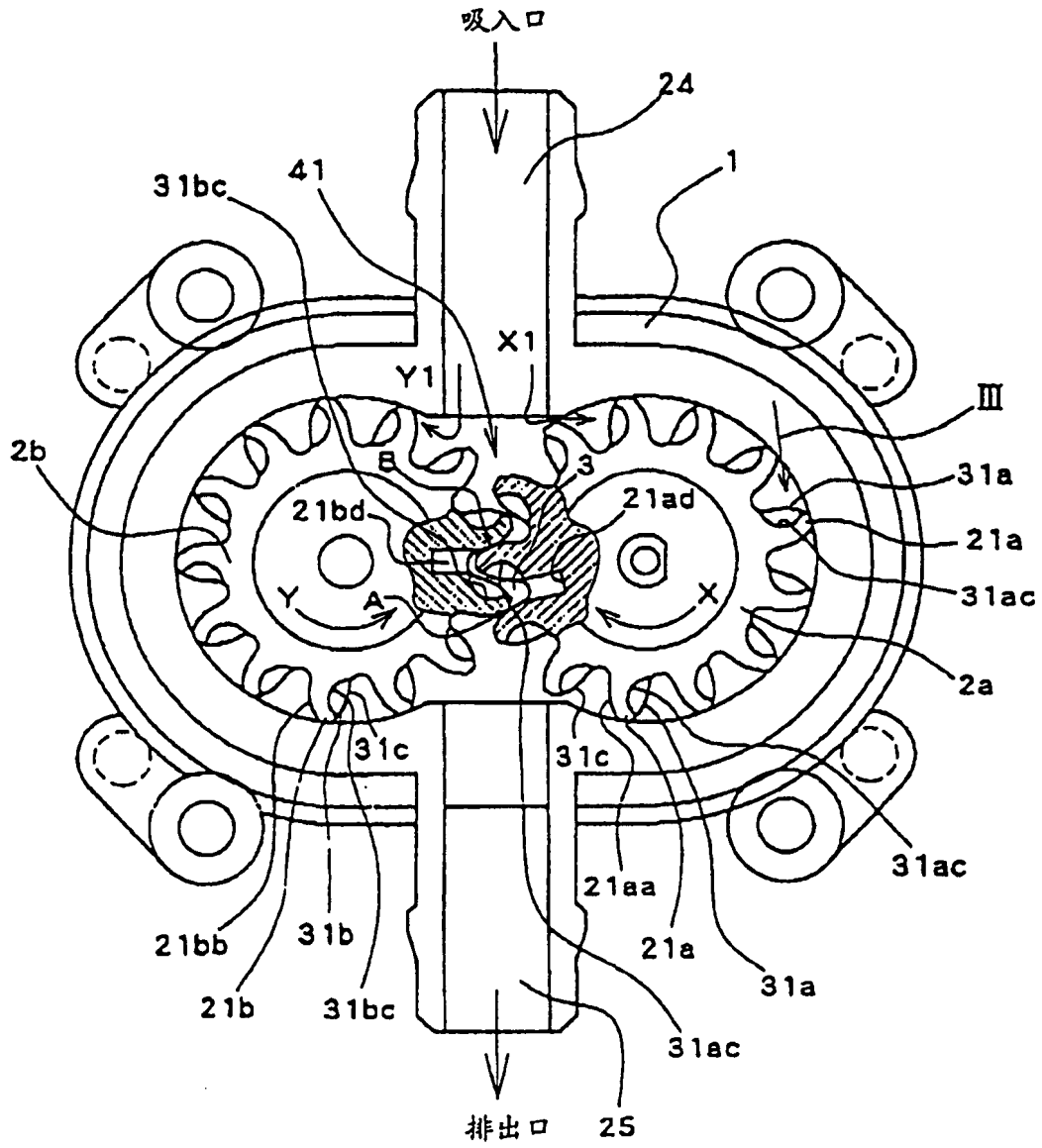


图 1

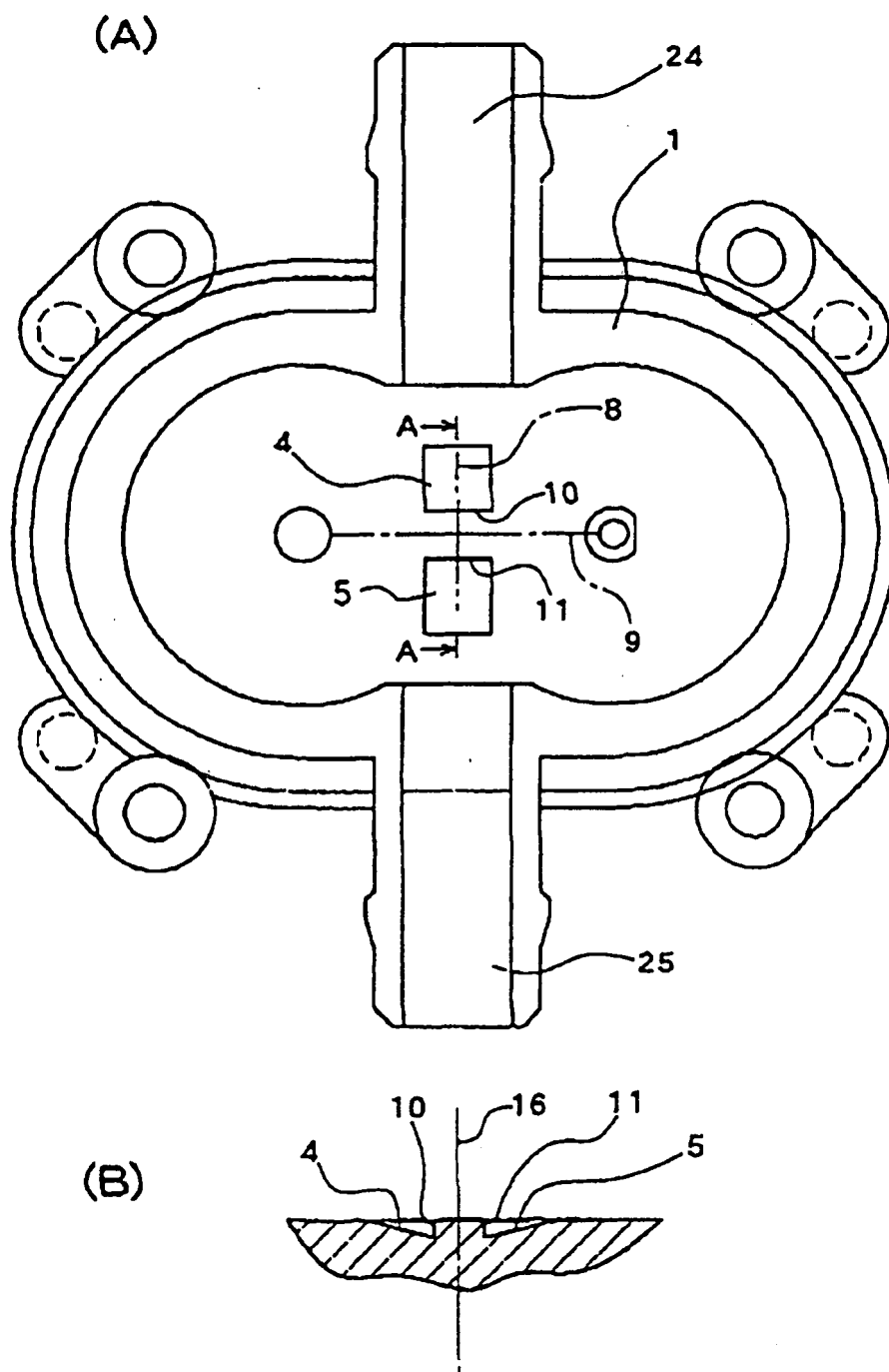


图 2

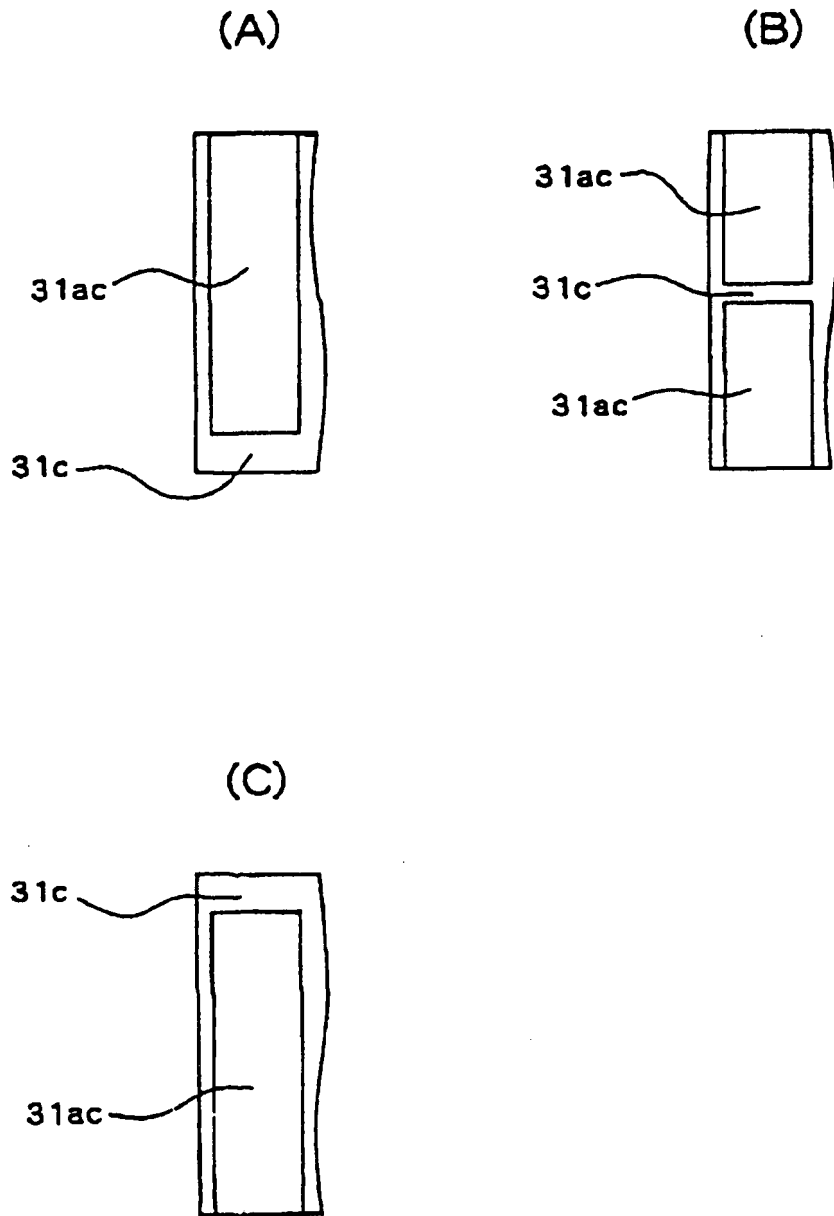


图 3

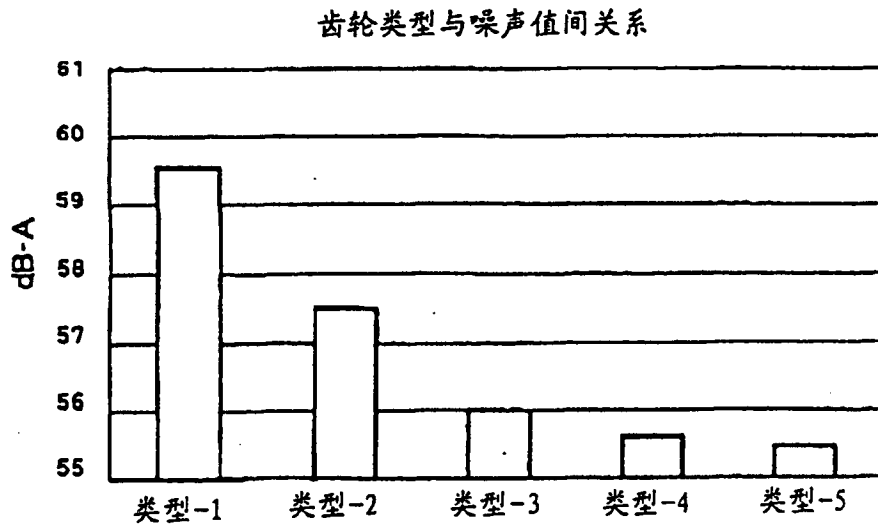


图 4

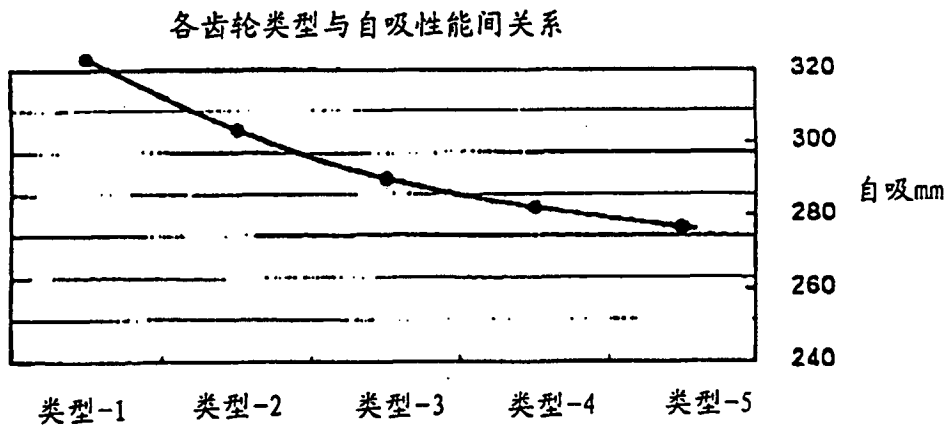


图 5

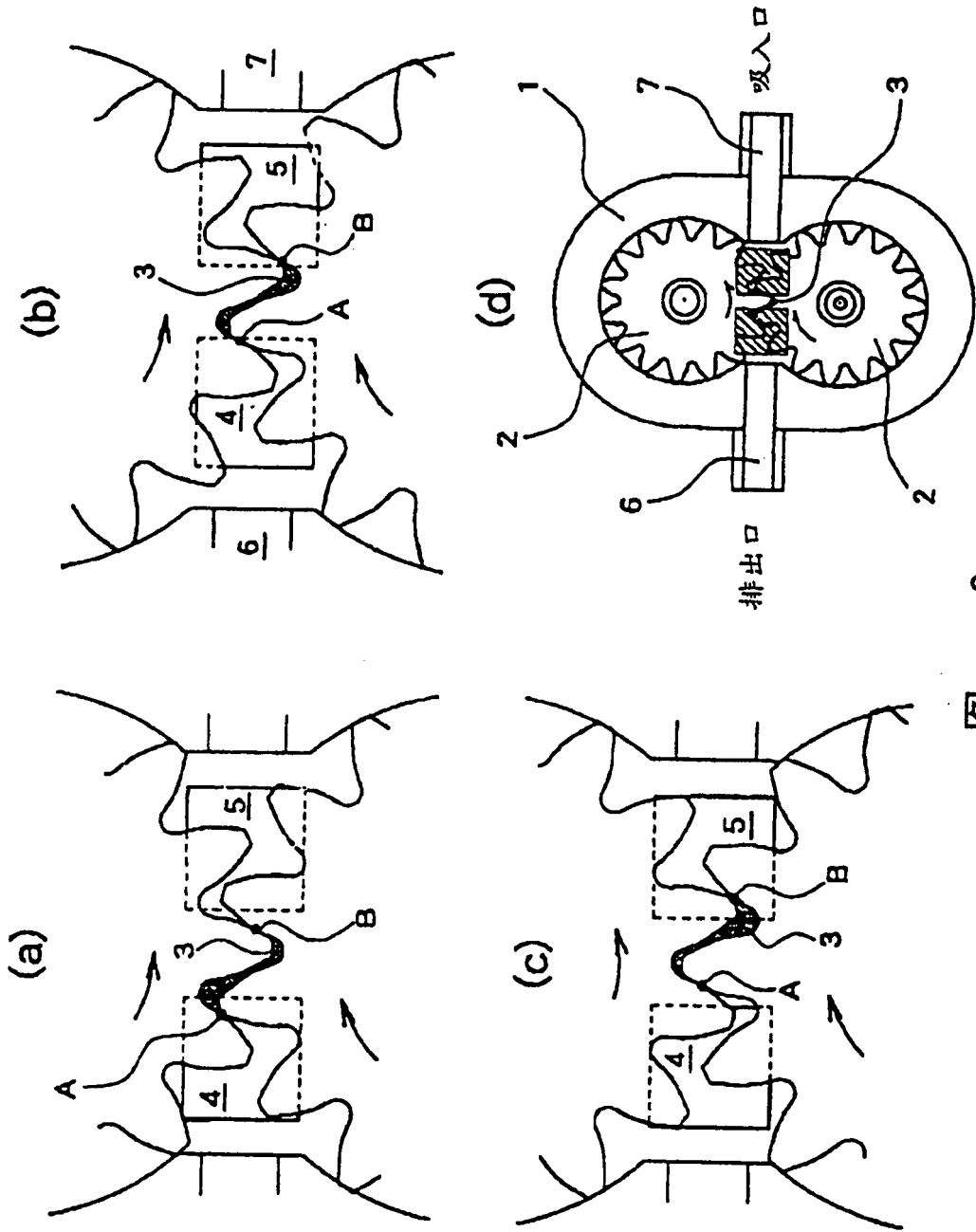


图 6

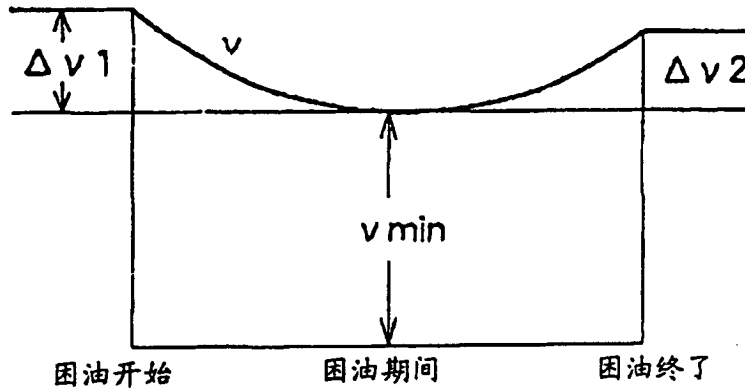


图 7