



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 101675247 B

(45) 授权公告日 2013. 04. 24

(21) 申请号 200780053025. 6

(22) 申请日 2007. 08. 10

(30) 优先权数据

133683/2007 2007. 05. 21 JP

(85) PCT申请进入国家阶段日

2009. 11. 19

(86) PCT申请的申请数据

PCT/JP2007/065975 2007. 08. 10

(87) PCT申请的公布数据

W02008/142806 JA 2008. 11. 27

(73) 专利权人 株式会社 TBK

地址 日本东京都

(72) 发明人 篠崎启介

(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 2/18(2006. 01)

F04C 14/18(2006. 01)

(56) 对比文件

JP 2000120559 A, 2000. 04. 25,

US 5306127 A, 1994. 04. 26,

JP 57073880 A, 1982. 05. 08,

US 2262331 A, 1941. 11. 11,

EP 1172561 A2, 2002. 01. 16,

审查员 徐长红

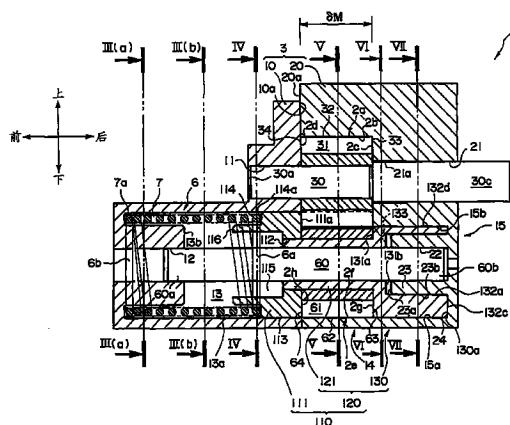
权利要求书1页 说明书8页 附图8页

(54) 发明名称

齿轮泵

(57) 摘要

油泵(1)包括:驱动齿轮(31),其与驱动轴(30)一起转动;从动齿轮(61),其与驱动齿轮啮合并被可转动地支撑在从动轴(60)上;以及壳体(3),其具有容纳驱动齿轮和从动齿轮的泵室(2)。齿轮泵的壳体设置有入口(4)和出口(5),其中,入口(4)和出口(5)与泵室(2)流体连通,使得油经由入口被吸入并且经由出口被排出。齿轮保持件(110)被设置在壳体中,使得齿轮保持件可转动地支撑从动齿轮并且保持从动齿轮的两侧面,同时由从动轴可沿轴向移动地支撑齿轮保持件自身。保持从动齿轮的齿轮保持件通过受到偏置力和抵抗偏置力作用的加压力而沿轴向移动。



1. 一种齿轮泵,其包括:

第一齿轮,所述第一齿轮被固定在可自由转动的第一支撑轴上并且与所述第一支撑轴一起转动;

第二齿轮,所述第二齿轮被可转动地支撑在第二支撑轴上并且与所述第一齿轮啮合,所述第二支撑轴被布置成与所述第一支撑轴平行;

壳体,所述壳体提供用于容纳所述第一齿轮和所述第二齿轮的安装空间,所述壳体固定地支撑所述第二支撑轴并且可转动地支撑所述第一支撑轴;

其中:

所述壳体设置有入口和出口,所述入口与所述安装空间流体连通,所述出口与所述安装空间流体连通;

彼此啮合的所述第一齿轮和所述第二齿轮随着所述第一支撑轴的转动而转动,使得流体经由所述入口被吸入到所述齿轮泵并且经由所述出口从所述齿轮泵排出;

所述齿轮泵还包括齿轮保持件,所述齿轮保持件在所述安装空间中可转动地支撑所述第二齿轮并且保持所述第二齿轮的两侧面,所述齿轮保持件被沿轴向可动地支撑和安装在所述第二支撑轴上;以及

当所述齿轮保持件受到来自设置于该齿轮保持件的第二支撑轴轴向一侧的施力构件的轴向偏置力时,所述齿轮保持件还受到在该齿轮保持件的第二支撑轴轴向另一侧抵抗所述偏置力作用的加压力,这使得保持有所述第二齿轮的所述齿轮保持件沿所述第二支撑轴轴向移动。

2. 根据权利要求 1 所述的齿轮泵,其特征在于:

所述齿轮保持件包括一侧壁和筒状的另一侧壁,所述一侧壁包括环状的轴部和圆柱状的侧壁部;

所述第二齿轮被可转动地支撑在所述轴部上,使得所述第二齿轮的一侧面与所述一侧壁紧密接触,所述第二齿轮的另一侧面与所述另一侧壁紧密接触;以及

所述一侧壁或所述另一侧壁设置有产生所述加压力的活塞。

3. 根据权利要求 2 所述的齿轮泵,其特征在于:

所述齿轮保持件设置有内部流路,所述内部流路使所述出口与闭合空间流体连通地连接,所述闭合空间被设置于所述活塞的背面侧;以及

当所述活塞受到经由所述内部流路被供给到所述闭合空间的流体的压力时,所述活塞产生所述加压力。

4. 根据权利要求 2 或 3 所述的齿轮泵,其特征在于:

所述一侧壁或所述另一侧壁设置有向内弯曲的圆弧状的弯曲面,使得当所述齿轮保持件在所述第二支撑轴上沿轴向移动时,所述齿轮保持件不与所述第一齿轮干涉。

5. 根据权利要求 4 所述的齿轮泵,其特征在于:

所述弯曲面具有与所述第一齿轮的齿顶的转动轨迹大致相同的形状。

齿轮泵

技术领域

[0001] 本发明大体涉及一种包括用于输送流体的两个相互啮合的齿轮的齿轮泵,具体地,涉及一种两个齿轮的啮合宽度可变的齿轮泵。

背景技术

[0002] 一般地,齿轮泵的容量由例如齿轮的齿高和齿宽确定,排出流量由容量和齿轮的转速(即,泵的转速)确定。在这种齿轮泵被用于将润滑油供给到例如车辆用发动机中的油泵的情况下,油泵的容量被设定成即使作为驱动源的发动机的输出小并且因此泵的转速较低也供给足够量的用于润滑的油。另一方面,随着发动机的输出变大并且由此泵的转速增高,被供给到发动机中的油变得过量。在这种情况下,存在由油泵消耗了大的驱动力的可能性,这可能导致发动机的功率损失。

[0003] 作为用于解决这个问题齿轮泵,存在如下的可变容量型齿轮泵:随着泵的转速变高,驱动齿轮和从动齿轮二者或者驱动齿轮和从动齿轮中的一方相应地沿轴向移动,以减小齿轮的啮合宽度,并且由此减小容量(参考例如日本特开 2000-120559 号公报和日本特开昭 57-73880 号公报)。日本特开 2000-120559 号公报公开了如下的齿轮泵:由两个侧板沿轴向保持从动齿轮,并且由这些侧板支撑从动齿轮的支撑轴。在这种齿轮泵中,偏置力(biasing force)作用在一个侧板的背面,同时由作用在另一侧板的背面的与排出流体压力相对应的加压力(pressing force)来抵消该偏置力。在这种设计中,被夹在两个侧板之间的从动齿轮沿轴向移动到加压力与偏置力平衡的位置。结果,从动齿轮和驱动齿轮的啮合宽度与排出流体压力相对应地变化。

发明内容

[0004] 发明要解决的问题

[0005] 在日本特开 2000-120559 号公报所公开的齿轮泵中,另一侧板的整个背面受到排出流体压力而被施加加压力。结果,两侧板和从动齿轮的轴向移动消耗了用于产生高压的大量的排出流体。由于这个因素,存在如下的问题:当泵容量变化时,排出的流体的压力可以下降到影响从齿轮泵排出和供给的油的流量的程度。

[0006] 本发明是为了解决该问题,本发明的目的是提供一种能够在不影响油排出供给量的情况下高效地改变泵容量的容量可变型齿轮泵。

[0007] 用于解决问题的方案

[0008] 根据本发明的齿轮泵包括:第一齿轮,其被固定在前后延伸的第一支撑轴上并且与第一支撑轴一起转动;第二齿轮,其被可转动地支撑在第二支撑轴上并且与第一齿轮啮合,该第二支撑轴被布置成与第一支撑轴平行;以及壳体,其提供用于容纳第一齿轮和第二齿轮的安装空间,该壳体支撑第二支撑轴并且可转动地支撑第一支撑轴。此外,壳体设置有与安装空间流体连通的入口(intake port)和与安装空间流体连通的出口(discharge port)。对于齿轮泵的操作,彼此啮合的第一齿轮和第二齿轮随着第一支撑轴的转动而转

动,使得流体经由入口被吸入并且经由所述出口被排出。齿轮泵还包括齿轮保持件,该齿轮保持件在安装空间中可转动地支撑第二齿轮并且保持第二齿轮的两侧面,而齿轮保持件自身被可沿轴向移动地支撑并安装在第二支撑轴上。齿轮保持件受到来自施力构件的使齿轮保持件朝向支撑轴轴向一侧偏置的轴向偏置力,并且该齿轮保持件还受到抵抗所述偏置力的将齿轮保持件推向支撑轴轴向另一侧的加压力。结果,保持有第二齿轮的齿轮保持件沿支撑轴轴向移动。

[0009] 在如上所述配置的齿轮泵中,齿轮保持件包括一侧壁和圆柱状的另一侧壁部,其中,该一侧壁包括环状的轴部和圆柱状的侧壁部。第二齿轮被可转动地支撑在轴部上,第二齿轮的一侧面与一侧壁的一侧面紧密接触,第二齿轮的另一侧面与另一侧壁的一侧面紧密接触。优选地,一侧壁的另一侧面或另一侧壁的另一侧面设置有受到加压力的活塞。

[0010] 另外,在如上所述配置的齿轮泵中,齿轮保持件设置有内部流路,该内部流路使出口与设置于活塞的背面侧的闭合空间流体连通地连接。优选地,当活塞受到经由内部流路被供给到闭合空间的流体的压力时,加压力作用在活塞上。

[0011] 发明的有益效果

[0012] 在根据本发明的齿轮泵中,齿轮保持件可转动地保持第二齿轮,保持第二齿轮的齿轮保持件被可沿轴向移动地支撑在第二支撑轴上。在这种配置中,在齿轮保持件的支撑第二齿轮的部分,当第二齿轮转动时,在圆周方向(即在与轴垂直的方向)上产生滑动摩擦。另一方面,在第二支撑轴的表面上,当齿轮保持件沿轴向移动时,在轴向上产生滑动摩擦。因为各滑动摩擦产生在不同的部分,因此,这些摩擦阻力彼此不干涉。结果,第二齿轮的转动和齿轮保持件的轴向移动是稳定可靠的,提高了齿轮泵的操作可靠性和泵容量的高效可变性。

[0013] 另外,因为将受到加压力的活塞被设置在一侧壁的另一侧面或另一侧壁的另一侧面,所以加压力直接作用在齿轮保持件上。这种配置防止了传递加压力时的任何损失,因此,可以减小用于使齿轮保持件沿轴向移动的加压力自身,以提高齿轮保持件的操作效率。

[0014] 此外,在齿轮保持件的内部设置用于使出口与闭合空间流体连通地连接的内部流路,该闭合空间被设置在第二支撑轴的外周部周围、活塞的背面侧,通过将流体引入到该闭合空间中而使加压力作用在活塞上。这种配置使得在不增加必要部件的数量的情况下可得到加压力,因此,存在以减小的成本制造齿轮泵的可能性。

附图说明

[0015] 图1是根据本发明的油泵的立体图。

[0016] 图2是沿图1中的箭头II-II所示的方向截取的剖视图。

[0017] 图3A是沿图2中的箭头III(a)-III(a)所示的方向截取的剖视图,图3B是沿图2中的箭头III(b)-III(b)所示的方向截取的剖视图。

[0018] 图4是沿图2中的箭头IV-IV所示的方向截取的剖视图。

[0019] 图5是沿图2中的箭头V-V所示的方向截取的剖视图。

[0020] 图6是沿图2中的箭头VI-VI所示的方向截取的剖视图。

[0021] 图7是沿图2中的箭头VII-VII所示的方向截取的剖视图。

[0022] 图8是示出齿轮保持件被向前加压并且保持静止的状态的剖视图。

[0023] 图 9 是说明泵的转速和排出流量与齿轮的啮合宽度之间的关系的图。

具体实施方式

[0024] 现在,将参考附图对本发明的实施方式进行说明。图 1 至图 8 示出了作为根据本发明的齿轮泵的例子油泵 1。为了说明的方便,如图 2 中的箭头“前”、“后”、“上”和“下”所示地定义油泵的方向,并且与带有附图的纸面垂直的方向被定义为“左”和“右”方向。被安装于车辆(未示出)并且使用发动机作为驱动源的该油泵 1 吸收存储在设置于车辆的油箱(例如,发动机油底壳)中的润滑油,并且将润滑油排出到与发动机的各适当部分连接的各润滑油路。

[0025] 油泵 1 是外啮合型齿轮泵,油泵 1 主要包括壳体 3、复位弹簧 6、驱动齿轮 31、从动齿轮 61、驱动轴 30、传动轴 30c、从动轴 60 和齿轮保持件 110。

[0026] 壳体 3 形成油泵 1 的外周部并且容纳下述的各组件或构件。如图 1 和图 2 所示,壳体 3 自身在前后方向上的中央被分割,壳体 3 包括在接合面 10a 和 20a 上彼此接合并且利用例如螺栓沿前后方向被紧固的前壳体 10 和后壳体 20。

[0027] 在前壳体 10 的上部,如图 2 所示,设置沿前后方向贯通壳体的圆形的驱动轴支撑孔(bore)11。另一方面,在前壳体 10 的下部,设置从接合面 10a 向前延伸且限定圆柱状的中空部的前侧空间 13。该前侧空间 13 是由壳体前侧的前端面 13b 限定并且被圆柱状的中空部的内周面 13a 包围的圆筒状空间。另外,经由前端面 13b 设置沿前后方向贯通壳体的圆形的从动轴支撑孔 12。如此设计壳体使得前侧空间 13 的中心轴线和从动轴支撑孔 12 的中心轴线共线,并且前侧空间 13 和从动轴支撑孔 12 的该中心轴线与驱动轴支撑孔 11 的中心轴线平行。此外,与前侧空间 13 连续地设置从前端面 13b 向前延伸的作为环状中空部的弹簧保持空间 7,该弹簧保持空间 7 具有底面 7a 和与前述内周面 13a 连续的内周面。

[0028] 在后壳体 20 的上部,如图 5 所示,设置从接合面 20a 向后延伸的半圆形的中空部,并且该中空部向下、向右和向左开口。该中空部的上部由半圆形的驱动侧内周面 2b 限定,该中空部的后部由驱动侧第一侧面 2c 限定。此外,设置贯通驱动侧第一侧面 2c 的传动轴支撑孔 21,在该传动轴支撑孔 21 的前端附近设置直径比传动轴支撑孔 21 的直径大的凹部 21a,并且在该凹部 21a 中设置轴承。在壳体中,传动轴支撑孔 21 的直径比驱动轴支撑孔 11 的直径大。

[0029] 在后壳体 20 的下部,如图 5 所示,设置从接合面 20a 向后开口并延伸到与驱动侧第一侧面 2c 相同的表面的作为半圆形的中空部的后侧空间 14,并且后侧空间 14 向上、向左和向右开口。后侧空间 14 的下部由半圆形从动侧内周面 2f 限定,该从动侧内周面 2f 的半径与前壳体 10 的内周面 13a 的半径相同。此外,活塞空间 15 被设置成从后侧空间 14 的后侧延伸的大致环状中空部。如图 6 和图 7 所示,活塞空间 15 的外周面由圆形的外侧内周面 15a 和向下弯曲的弯曲面 15b 限定,而活塞空间 15 的内部边界由筒状内周面 132a 限定。如此设计壳体使得从动侧内周面 2f 和外侧内周面 15a 具有相同的直径并且由此具有相同的连续面。另外,活塞空间 15 的后端具有环状底面 24。

[0030] 此外,在后壳体 20 的下部,在大致环状的活塞空间 15 的中央设置圆筒部 23,该圆筒部 23 是沿前后方向延伸的圆柱,并且圆筒部 23 的周侧面 23b 具有圆形截面,圆筒部 23 的位于前端的前端面 23a 比驱动侧第一侧面 2c 靠后方。在圆筒部 23 的中央部,设置从前端

面 23a 向后开口的圆形的从动轴支撑孔 22。如此设计壳体使得活塞空间 15、从动轴支撑孔 22 和圆筒部 23 共用同一中心轴线,从而,在如图 7 所示的剖视图中,活塞空间 15、从动轴支撑孔 22 和圆筒部 23 是同心圆,并且这些部件的轴线与传动轴支撑孔 21 的中心轴线平行。

[0031] 驱动轴 30 是圆柱状的并且沿前后方向延伸。驱动轴的前端 30a 大致位于前壳体 10 的外周面,而驱动轴的后端延伸到驱动侧第一侧面 2c。与驱动轴 30 设置成一体的传动轴 30c 也是圆柱状的并且沿前后方向延伸,该传动轴 30c 的直径比驱动轴 30 的直径大。传动轴的前部延伸至驱动侧第一侧面 2c,而传动轴的后部突出到后壳体 20 的外周面之外。从动轴 60 是圆柱状的并且沿前后方向延伸,该从动轴 60 的直径与传动轴 30 的直径大致相等。从动轴的前部延伸到从动轴支撑孔 12 的中央部,而从动轴的后部延伸至从动轴支撑孔 22 的底部。如图 5 所示,驱动齿轮 31 和从动齿轮 61 被定向使得它们的齿脊 (ridge of teeth) 32 和 62 分别沿前后方向延伸。

[0032] 齿轮保持件 110 主要包括前壁 111 和环后壁 120。沿前后方向延伸的前壁 111 是在其中央具有圆形开口 112 的大致筒状,并且该筒状前壁的外周面 113 具有与壳体的内周面 13a 的直径大致相等的直径。另外,前壁 111 在其外周部的前端设置有环状的弹簧保持空间 114,该弹簧保持空间 114 向后延伸,并且底面 114a 位于弹簧保持空间 114 的后端。此外,前壁 111 设置有圆柱状的前中空部 115,该前中空部 115 与开口 112 共用同一中心轴线并且从前端向后延伸。结果,环状前端 116 存在于前壁 111 的前端,而环状后端面 111a 位于后端。

[0033] 环后壁 120 是包括环部 121 和活塞部 130 的单一部件。环部 121 是筒状的并且沿前后方向延伸,在图 2 所示的状态下,在前后方向上,环部的前端位于前壁 111 的前中空部 115 的后端,而环部的后端大致位于驱动侧第一侧面 2c。另外,环部 121 的内周部是具有与从动轴 60 的直径大致相等的直径的圆孔,而环部 121 的外周部具有与前壁 111 的开口 112 的直径大致相等的直径。

[0034] 活塞部 130 是大致圆柱状的并且沿前后方向延伸,在图 2 所示的状态下,在前后方向上,作为活塞部的前端的前底面 131a 大致位于驱动侧第一侧面 2c。活塞部的后部设置有环状后底面 132c。此外,活塞部设置有圆孔,该圆孔贯通活塞部的中央部并且与环部 121 的内周部连续。结果,该圆孔也具有与从动轴 60 的直径大致相等的直径。另外,活塞部 130 的具有大致圆形截面的外周面 130 具有与活塞空间 15 的外侧内周面 15a 的直径大致相等的直径。此外,活塞部 130 在其上方外周部设置有向下弯曲的弯曲面 132d。该弯曲面的曲率与后壳体 20 的弯曲面 15b 的曲率相同。

[0035] 此外,活塞部 130 在其截面的中央部设置有从后底面 132c 向前延伸的圆柱状中空部。该中空部包括作为外周部的截面为圆形的圆筒外周面 132a,并且该中空部在其前端设置有环状后底面 131b。这里,中空部的圆筒外周面 132a 具有与圆筒部 23 的侧面 23b 的直径大致相同的直径。

[0036] 活塞部 130 设置有内部流路 133,该内部流路 133 使前底面 131a 和后底面 131b 在内部流体连通地连接。内部流路 133 贯通活塞部,如图 2 所示,当从右侧看时,内部流路 133 从前方上侧向后方下侧倾斜,如图 6 所示,当从截面的前侧看时,内部流路 133 从上方左侧向下方右侧倾斜。此外,内部流路 133 在后底面 131b 的上端附近的前端孔 133a 处开口。顺便提及,复位弹簧 6 是螺旋缠绕的细金属线并且用于蓄积由金属弹性体的弹力得到的弹性

能。

[0037] 到目前为止,已经说明了油泵 1 的各部件。然而,下面参考图 2 说明这些部件的组装状态。

[0038] 驱动轴 30 被插入到驱动轴支撑孔 11 中并且被驱动轴支撑孔 11 可转动地支撑,传动轴 30c 被插入到传动轴支撑孔 21 中并且被传动轴支撑孔 21 可转动地支撑。凹部 21a 减小了传动轴 30c 在传动轴支撑孔 21 中的滑动面积并且由此减小了传动轴 30c 和传动轴支撑孔 21 之间的滑动摩擦。此外,轴 30 的中心轴线和轴 30c 的中心轴线共线,并且驱动轴 30 的后端与传动轴 30c 的前端联接,使得这些轴一体地转动。

[0039] 驱动齿轮 31 被容纳在设置于后壳体 20 的上部的中空部中。该齿轮被定向使得驱动齿轮的齿脊 32 沿前后方向直线状延伸,驱动齿轮 31 被驱动轴 30 支撑并且被固定在驱动轴 30 上。结果,驱动齿轮与驱动轴 30 如成为一体那样一起转动。在驱动齿轮 31 的这种状态下,作为驱动齿轮 31 的前侧面的另一侧面 34 与驱动侧第二侧面 2d 基本上共面地紧密接触,其中驱动侧第二侧面 2d 是前壳体 10 的接合面 10a 的面对另一侧面 34 的部分。类似地,齿顶 32 与驱动侧内周面 2b 紧密接触,并且作为驱动齿轮 31 的后侧面的一侧面 33 与驱动侧第一侧面 2c 紧密接触。这里,驱动侧第二侧面 2d、驱动侧内周面 2b 和驱动侧第一侧面 2c 包围并限定半圆形的驱动侧泵室 2a。因为驱动侧内周面 2b 和齿顶 32 二者被设计成沿前后方向具有大致相同的长度,因此,由前壳体 10 和后壳体 20 限制驱动齿轮 31 在驱动侧泵室 2a 中的沿前后方向的移动。

[0040] 从动轴 60 的前端 60a 被插入到从动轴支撑孔 12 中,而从动轴 60 的后端 60b 被压配合并固定到设置于后壳体 20 的从动轴支撑孔 22 中。顺便提及,前壳体 10 和后壳体 20 设置有两部分定位部件,所以当通过使接合面 10a 和 20a 彼此接近来组装前壳体 10 和后壳体 20 时,这两部分定位部件彼此配合。这样,壳体总体上实现了在上下左右方向上的正确和精确的内部尺寸。在这种情况下,定位部件的一部分包括被设置在接合面 10a 和 20a 的各对应位置的销孔(未示出)和被插入到销孔中的定位销。定位部件的另一部分包括被插入到从动轴支撑孔 12 中的从动轴 60。换句话说,从动轴支撑孔 12 具有比从动轴 60 的直径稍大的直径,当前壳体 10 和后壳体 20 被组装时,从动轴 60 的前端 60a 被插入到该支撑孔中起到使前壳体 10 和后壳体 20 相对于彼此定位的功能。在组装状态下,从动轴支撑孔支撑被插入的从动轴 60 的前端 60a。至于齿轮保持件 110,在从动齿轮 61 被可转动地支撑在环部 121 的外周部的状态下,使环部 121 的前端从后侧向前被压配合并固定到前壁 111 的开口 112 中。结果,前壁 111、环后壁 120 和从动齿轮 61 被联合成一个单元。此外,从动轴 60 被可滑动地插入到齿轮保持件 110 的中央开口中。

[0041] 在该组装状态下,位于从动齿轮 61 的前侧面的另一侧面 64 与前壁 111 的后端面 111a 大致共面地紧密接触。同样地,从动齿轮 61 的沿前后方向直线状延伸的齿顶 62 与从动侧内周面 2f 紧密接触,位于从动齿轮 61 的后侧的一侧面 63 与前底面 131a 紧密接触。在从动齿轮 61 和驱动齿轮 31 在上下方向的中央附近彼此啮合的状态下,后端侧 111a、从动侧内周面 2f 和前底面 131a 包围并限定半圆形的从动侧泵室 2e。因为从动侧泵室 2e 的上部与驱动侧泵室 2a 流体连通,因此,从动侧泵室 2e 和驱动侧泵室 2a 一起被称为泵室 2。泵室 2 在左右方向上开口。如图 1 所示,入口 4 被与泵室 2 流体连通地设置在右侧,出口 5 被与泵室 2 流体连通地设置在左侧。

[0042] 在活塞部 130 的弯曲面 132d 与后壳体 20 的弯曲面 15b 彼此配合后,活塞部 130 被从前侧向后插入到活塞空间 15 中。在组装状态下,弯曲面 132d 与弯曲面 15b 紧密接触,而外周面 130a 与外侧内周面 15a 紧密接触。结果,活塞部 130 能够在活塞空间 15 中沿轴向滑动。如此设计弯曲面 132d 使得弯曲面 132d 与驱动齿轮 31 转动时的齿顶 32 具有大致相同的弯曲路径。另外,前壁 111 被从后侧向前插入到前壳体 10 的前侧空间 13 中,结果,外周面 113 与内周面 13a 紧密接触。结果,前壁 111 能够在前侧空间 13 中沿轴向滑动。由于内周面 13a 和从动侧内周面 2f 彼此连续,因此,从动齿轮 61 的齿顶 62 能够与内周面 13a 紧密接触。

[0043] 因为弯曲面 132d 被装配到弯曲面 15b,因此,齿轮保持件 110 能够在该齿轮保持件 110 绕从动轴 60 的转动被限制的状态下沿轴向滑动。在这种状态下,从动轴 60 的中心轴线与驱动轴 30 和传动轴 30c 的中心轴线平行,并且这些轴线位于左右方向上的同一位置。此外,从动轴 60 的中心轴线与齿轮保持件 110 的中心轴线和圆筒部 23 的中心轴线共线。

[0044] 另外,复位弹簧 6 以沿前后方向伸缩的方式被放置在比齿轮保持件 110 靠前的前侧空间 13 中。在这种状态下,复位弹簧 6 的后端 6a 被容纳和保持在弹簧收纳空间 114 中并且与弹簧收纳空间 114 的底面 114a 接触,复位弹簧 6 的前端 6b 被容纳和保持在弹簧收纳空间 7 中并且与底面 7a 接触。在这种情况下,复位弹簧 6 产生向后作用在齿轮保持件 110 上的偏置力。在该力的作用下,齿轮保持件 110 在前后方向上沿轴向向后滑动并且停止在后底面 132c 与底面 24 接触的位置。在这种状态下,后底面 131b、圆筒部的外周面 132a、前端面 23a 包围并限定环状闭合空间 25。顺便提及,即使在该静止状态下,复位弹簧 6 也产生向后作用在齿轮保持件 110 上的一定的偏置力。

[0045] 由于已经说明了部件的组装状态,因此,现在将参考图 1 至图 9 说明当齿轮泵 1 开始操作时的部件的动作。注意,图 2 所示的状态被定义成初始状态。

[0046] 当发动机起动并且进入空转状态时,如图 2 所示,传动轴 30c 和与传动轴 30c 联接的驱动轴 30 被驱动转动。结果,彼此啮合的齿轮 31 和 61 转动。随着齿轮的转动,存储在油箱中的油经由入口 4 的入口开口部 (inlet opening) 4a 被吸入到泵室 2 中,然后油在泵室 2 中被加压并且经由出口 5 的出口开口部 (outlet opening) 5a 被送入到设置于发动机壳体的润滑油路。如此设计使得供给油压与需要的供给油量的增加相应地增加。

[0047] 在该操作状态下,因为驱动齿轮 31 沿图 1 所示的方向 A 转动,因此,已流到驱动侧泵室 2a 的壁和驱动齿轮 31 之间的间隙中的油被从入口 4 输送到出口 5。另一方面,从动齿轮 61 沿方向 B 转动。结果,已流到从动侧泵室 2e 的壁和从动齿轮 61 之间的间隙中的油被从入口 4 输送到出口 5。在出口 5 中,油具有高压。然而,因为驱动齿轮 31 和从动齿轮 61 在出口 5 中开始彼此啮合,因此,轮齿之间的油被挤出到出口 5,所以油被可靠地从入口 4 输送到出口 5。

[0048] 另外,出口 5 中的一部分油经由内部流路 133 被供给到闭合空间 25,并且被供给到闭合空间 25 的油的液压向前作用在后底面 131b 上。结果,齿轮保持件 110 受到抵抗上述偏置力的沿轴向向前作用的合成加压力。在初始状态下,加压力不能克服偏置力,从而偏置力打消了加压力的作用。因此,在偏置力推后底面 132c 使得后底面 132c 与底面 24 保持接触的状态下,齿轮保持件 110 保持静止。

[0049] 图 9 说明了当发动机空转时泵的转速 N_i 。在泵 1 的操作期间,泵的转速很少在该

转速 N_i 之下。这种情况下的排出流量 Q_i 能够保证将被供给的用于润滑的油的需求量。发动机空转时的驱动齿轮 31 和从动齿轮 61 的啮合宽度 δ 被称为最大啮合宽度 δ_m 。在图 2 所示的初始状态下, 齿轮 31 和 61 以最大的啮合宽度 δ_m 彼此啮合。

[0050] 然后, 发动机的输出增大, 并且泵转速 N 达到第一转速 N_A 。此时, 出口 5 中的液压已升高, 并且被供给到闭合空间 25 中的油的压力也已升高。结果, 变得比发动机空转时的加压力大的加压力现在作用在齿轮保持件 110 上, 使得加压力与偏置力大致平衡, 这两个力沿相反的轴向作用在齿轮保持件 110 上。

[0051] 当泵转速 N 超过第一转速 N_A 时, 加压力克服了偏置力。结果, 使得齿轮保持件 110 沿轴向向前滑动并且齿轮保持件 110 压缩弹簧 6, 其中弹簧 6 阻止齿轮保持件 110 的移动并且产生与现在的加压力匹配的较大的偏置力。当齿轮保持件已滑动到平衡位置时, 齿轮 31 和齿轮 61 二者的啮合宽度 δ 已经缩小。在这种情况下, 虽然活塞部 130 的上部好像已经进入驱动齿轮 31 的转动轨迹中, 但是, 因为上部、即弯曲面 132d 以与齿顶 32 的路径的半径大致相同的半径向下弯曲, 所以活塞部不与驱动齿轮的齿顶 32 干涉。在这种状态下, 驱动齿轮 31 和从动齿轮 61 二者的齿的一些齿段根本没有啮合, 所以流到这些齿段的油逗留在齿之间并且不会从出口 5 被挤出。结果, 与发动机空转时的泵的状态相比, 这种状态下的泵的容量减小。

[0052] 如图 9 所示, 通过保持泵转速 N 的增加和泵容量的减小之间的平衡, 泵被设计成使得排出流量 Q 不管泵的转速 N 的增大和减小都是稳定的, 其中泵容量的减小是由泵转速 N 的增加引起的啮合宽度 δ 的缩小引起的。因为这样的设计, 即使发动机的输出增加, 油泵 1 也不会排出过量的油。

[0053] 然后, 泵转速 N 达到第二转速 N_B , 并且加压力变得更大。克服偏置力并且压缩弹簧 6 的齿轮保持件 110 进一步沿轴向向前滑动, 直到齿轮保持件 110 的前端 116 与前侧空间 13 的前端面 13b 接触为止, 如图 8 所示。因为这种设计, 即使泵转速 N 增加超过第二转速 N_B , 由于限制了齿轮保持件 110 的沿轴向向前的移动, 啮合宽度 δ 也不会再减小并且保持在用于第二转速的啮合宽度 δ_m 。因此, 这种状态下的啮合宽度 δ_m 被称作最小啮合宽度。

[0054] 在泵转速 N 处于第一转速 N_A 和第二转速 N_B 之间时, 齿轮保持件 110 的轴向移动没有被限制, 因此, 齿轮保持件 110 在前侧空间 13 中移动并且停止在与偏置力和加压力的平衡相对应的预定位置。因为偏置力和加压力沿相反的方向彼此抵消地作用在齿轮保持件 110 上, 因此, 没有来自偏置力和加压力的载荷作用在从动轴 60 上。因此, 齿轮保持件 110 不能沿上下方向或左右方向移动。

[0055] 以下是由根据本发明的油泵 1 实现的有益效果的概括。首先, 因为在截面图中齿轮保持件 110 与从动轴 60 同轴地设置, 因此, 能够使齿轮保持件 110 围绕从动轴 60 最小化, 这导致了油泵 1 的小型化。此外, 齿轮保持件 110 的小型化使得齿轮保持件 110 沿轴向滑动所需的加压力更小从而使得抵抗加压力而作用的偏置力也更小。结果, 复位弹簧 6 也能采用较小的设计。这样, 能够使油泵 1 进一步小型化。

[0056] 第二, 因为通过将油引导至在截面图中与从动轴 60 同轴设置的环状的窄闭合空间 25 中而获得必要的加压力, 因此, 加压力能够以均匀、平衡的方式沿轴向作用在齿轮保持件 110 上。结果, 可以平稳地进行啮合宽度 δ 的改变。

[0057] 第三, 因为齿轮保持件 110 的环部 121 的前部被从后向前压配合到前壁 111 的开

口 112 中并且被固定在开口 112 中,因此,前壁 111、环后壁 120 和从动齿轮 61 被联合成一体,其中,齿轮保持件 110 借助于环部 121 的外周部可转动地支撑从动齿轮 61。该刚性用于防止从动侧泵室 2e 的从动侧第一侧面 2g 和从动侧第二侧面 2h 之间的相对距离的任何变化。结果,能够在不产生例如漏油或齿轮保持件的滑动摩擦增加等任何不利的情况下维持油泵 1 的操作效率,其中,漏油可能在相对距离以某种原因变长时发生,齿轮保持件的滑动摩擦增加可能在相对距离以某种原因变短时发生。

[0058] 第四,因为通过使被排出到闭合空间 25 中的油的压力作为加压力作用在齿轮保持件 110 的后底面 131b 并且使复位弹簧 6 产生的偏置力沿相反的方向作用在齿轮保持件 110 上,使得从动齿轮 61 能够沿轴向移动,因此,通过利用排出的油的压力来可变地控制泵容量。结果,无论泵的转速 N 是增加还是降低,都能容易地将排出流量 Q 控制为稳定。

[0059] 第五,由于该可变控制,使出口 5 和闭合空间 25 流体连通地连接的内部流路 133 被设置在活塞部 130 的内部。内部流路 133 仅被设置在活塞部 130 的内部,所以能够容易地设置内部流路 133。此外,这种设计不需要密封构件,利用多个构件设置该通路时可能需要该密封构件。因此,能够以较少的生产成本制造油泵 1。

[0060] 第六,能够以减少制造步骤的数目和减少制造成本的方式来制造油泵 1。在现有技术的油泵中,为了相对于彼此定位前壳体 10 和后壳体 20 并且将前壳体 10 和后壳体 20 放在一起,销孔在用于插入定位销的两个位置开口。然而,在本发明中,为了更好地定位,使用从动轴 60 被插入到从动轴支撑孔 12 中的方式,省略了本来会钻定位销孔的两个位置中的一个位置。

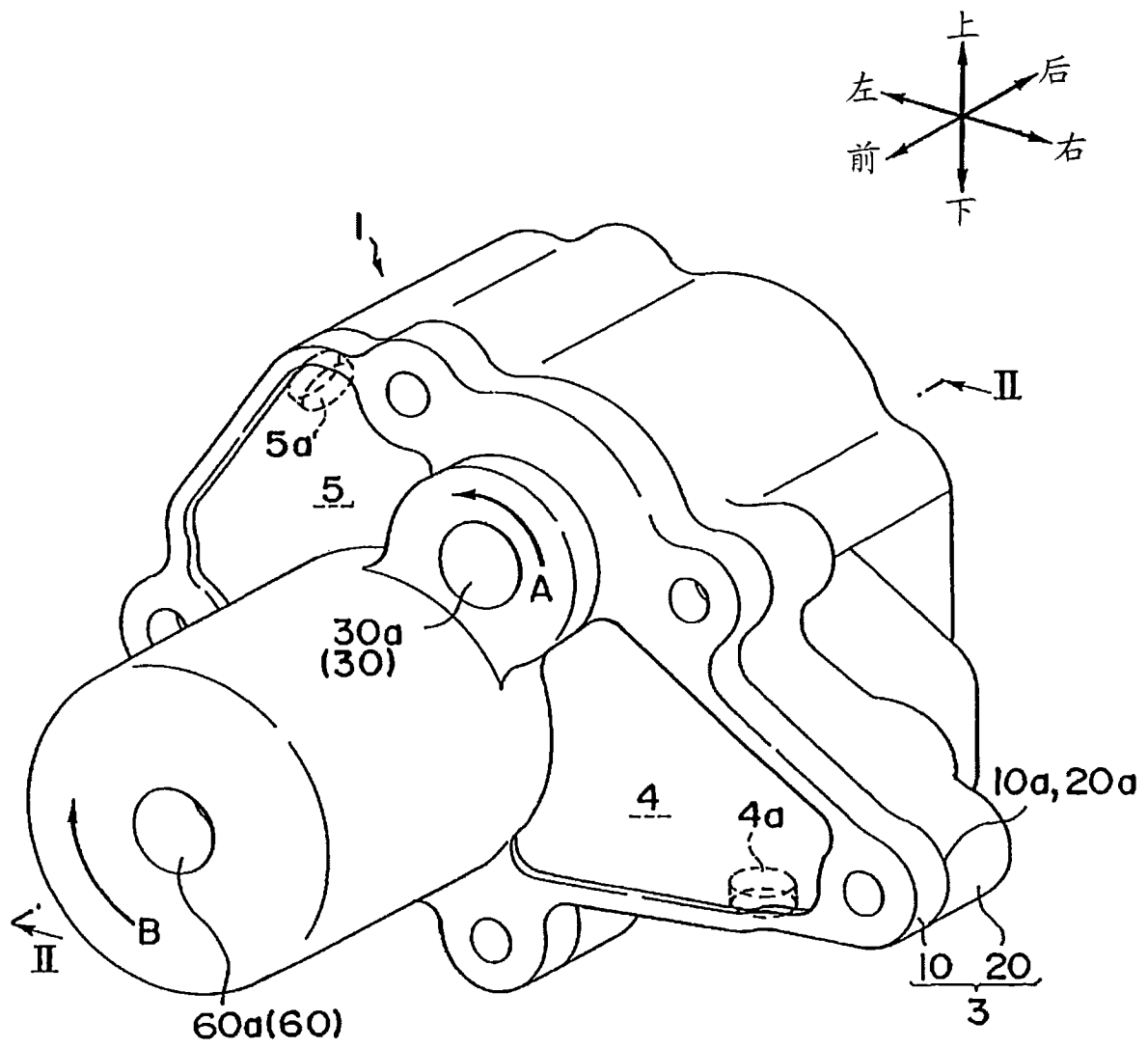


图 1

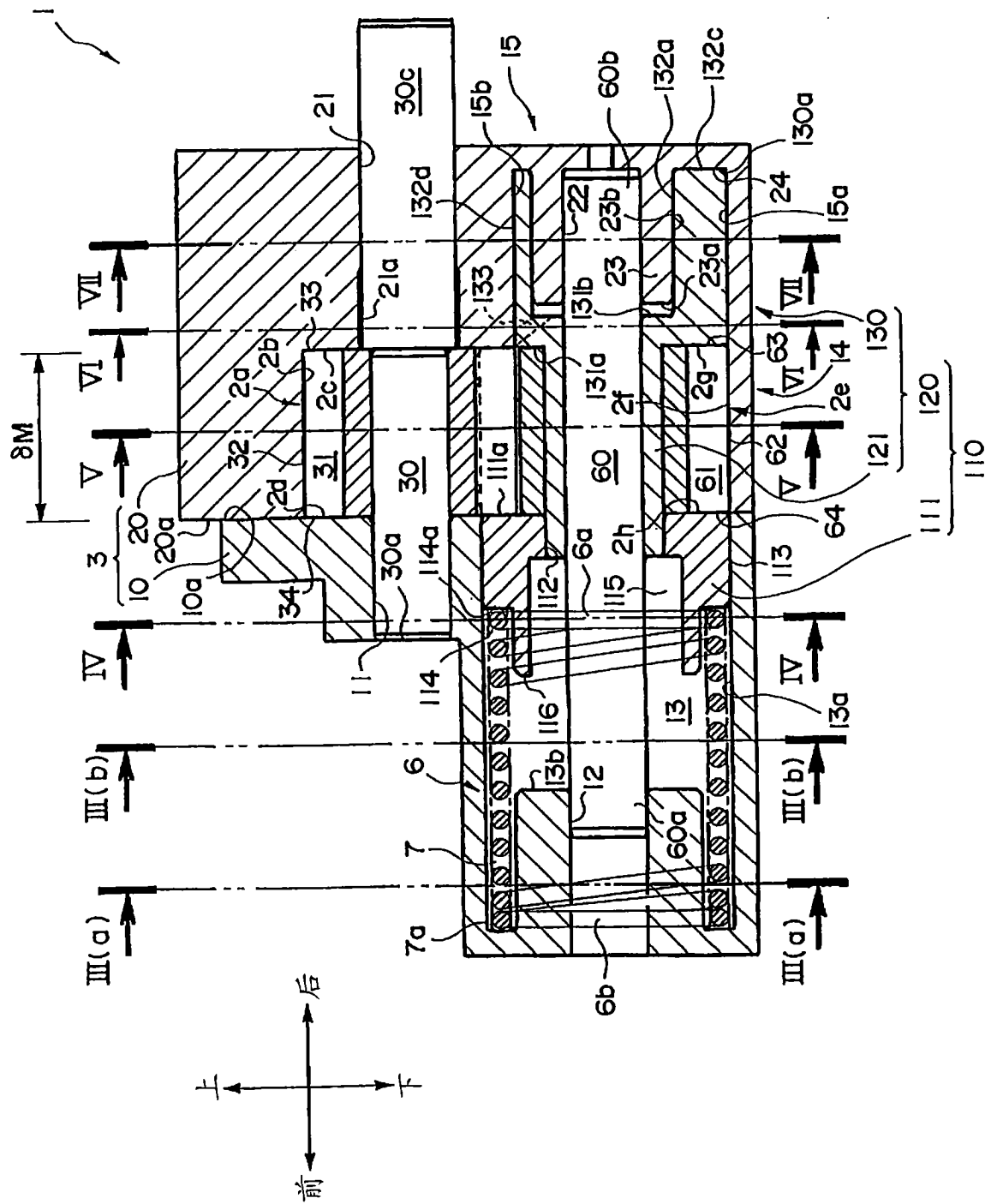


图 2

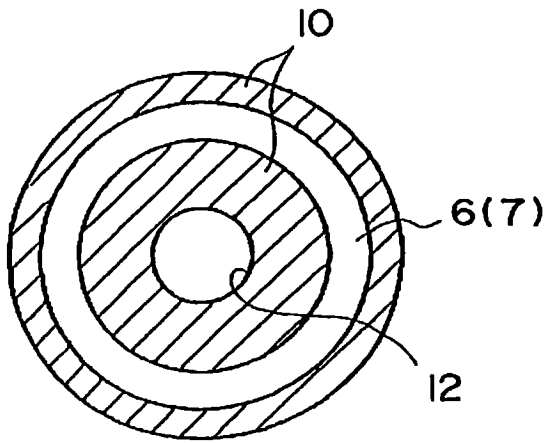


图 3A

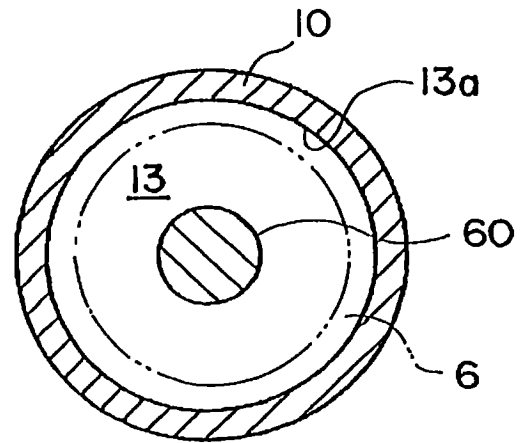


图 3B

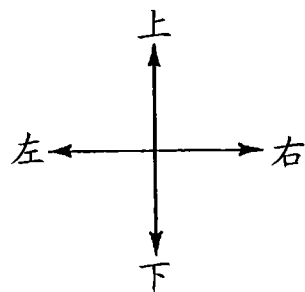
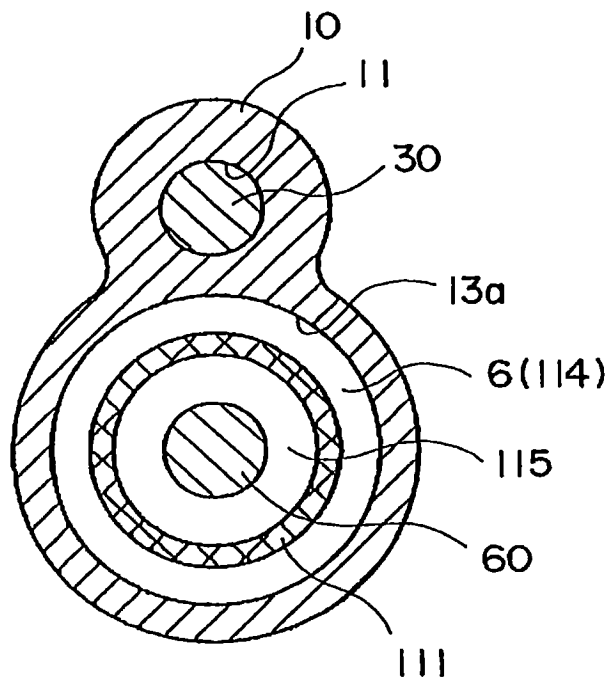


图 4

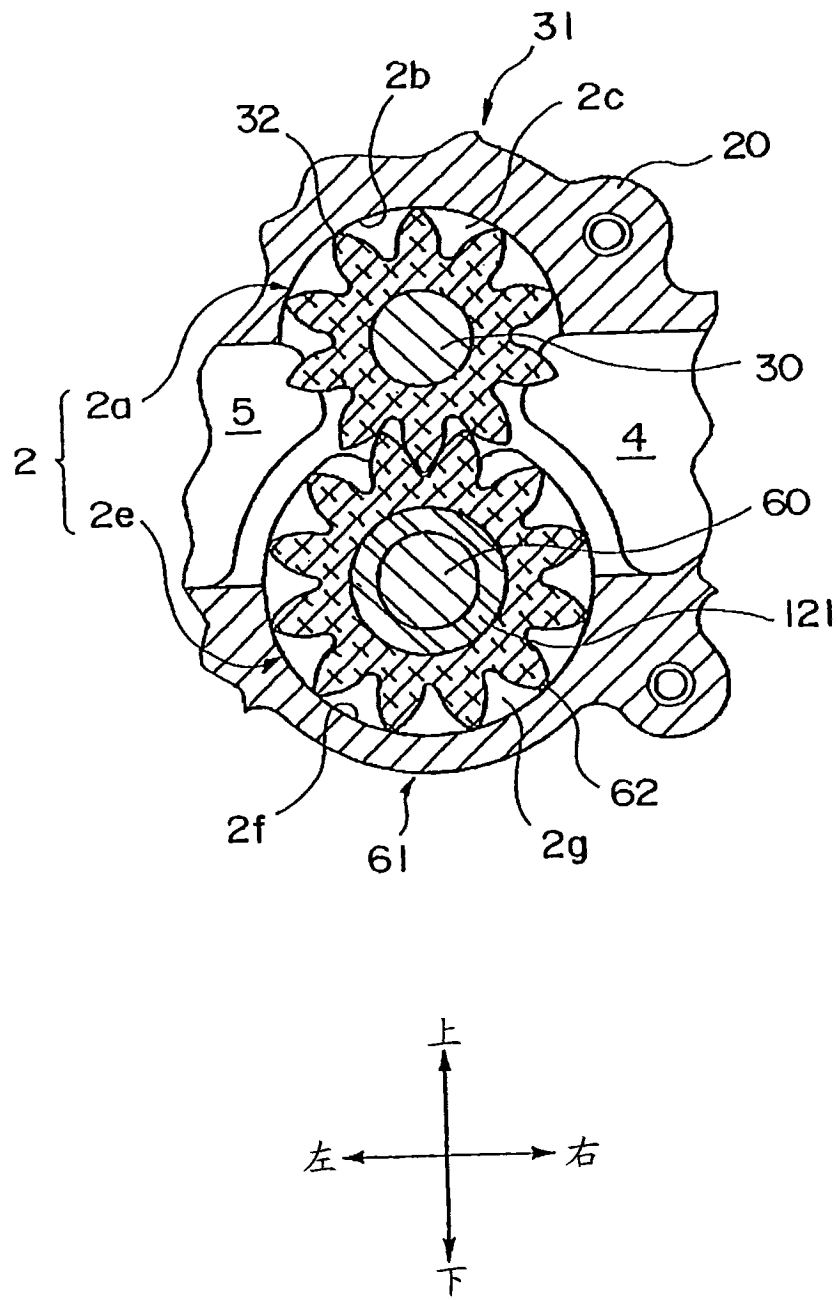


图 5

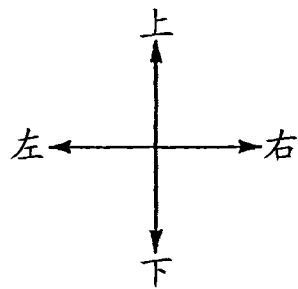
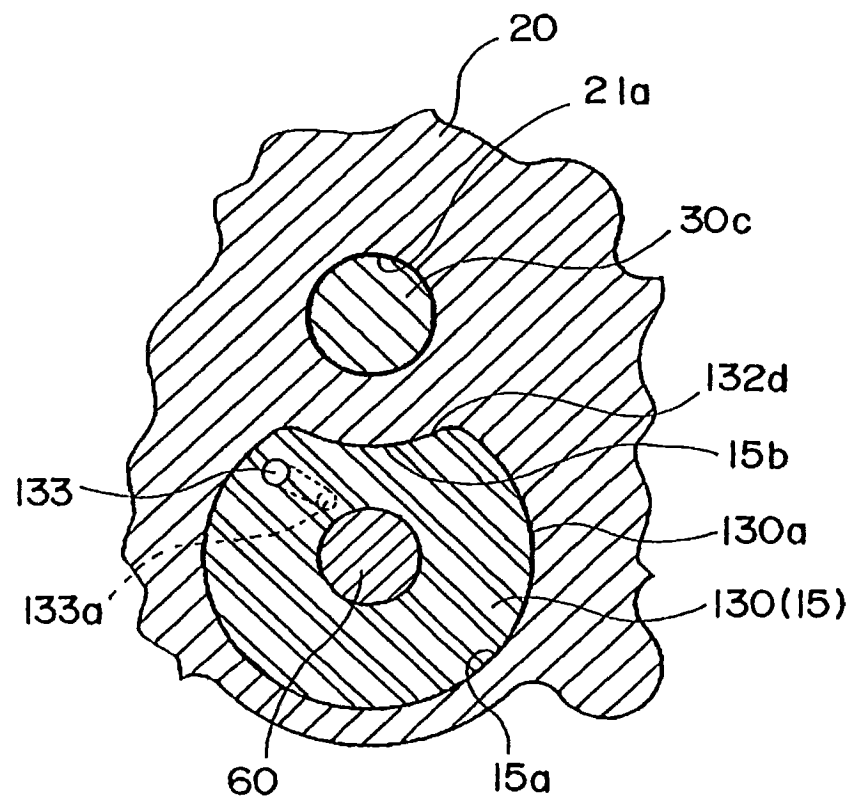


图 6

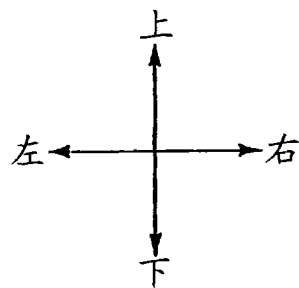
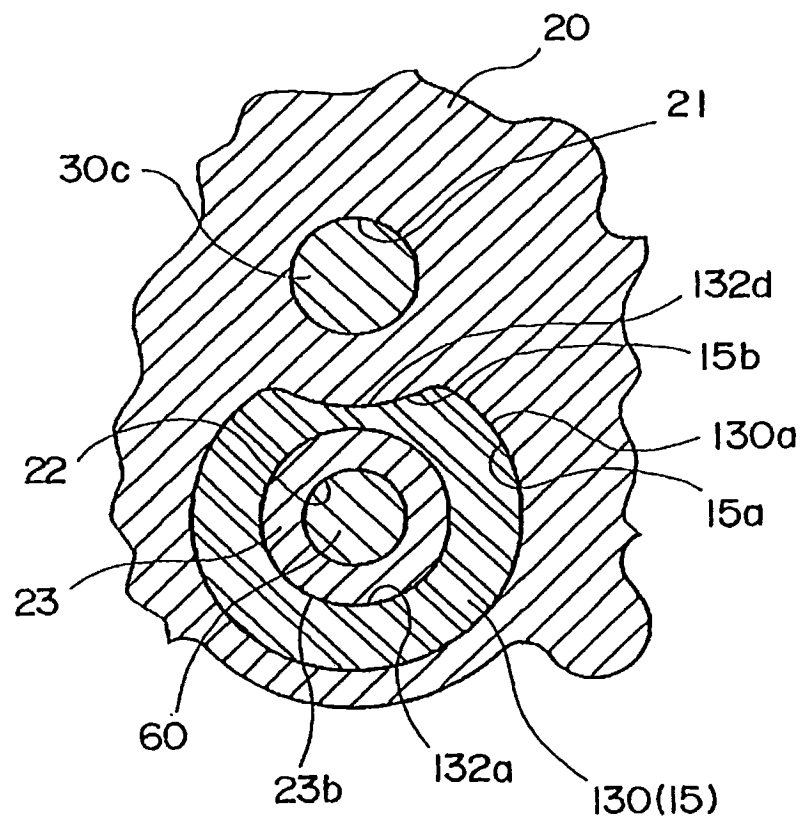


图 7

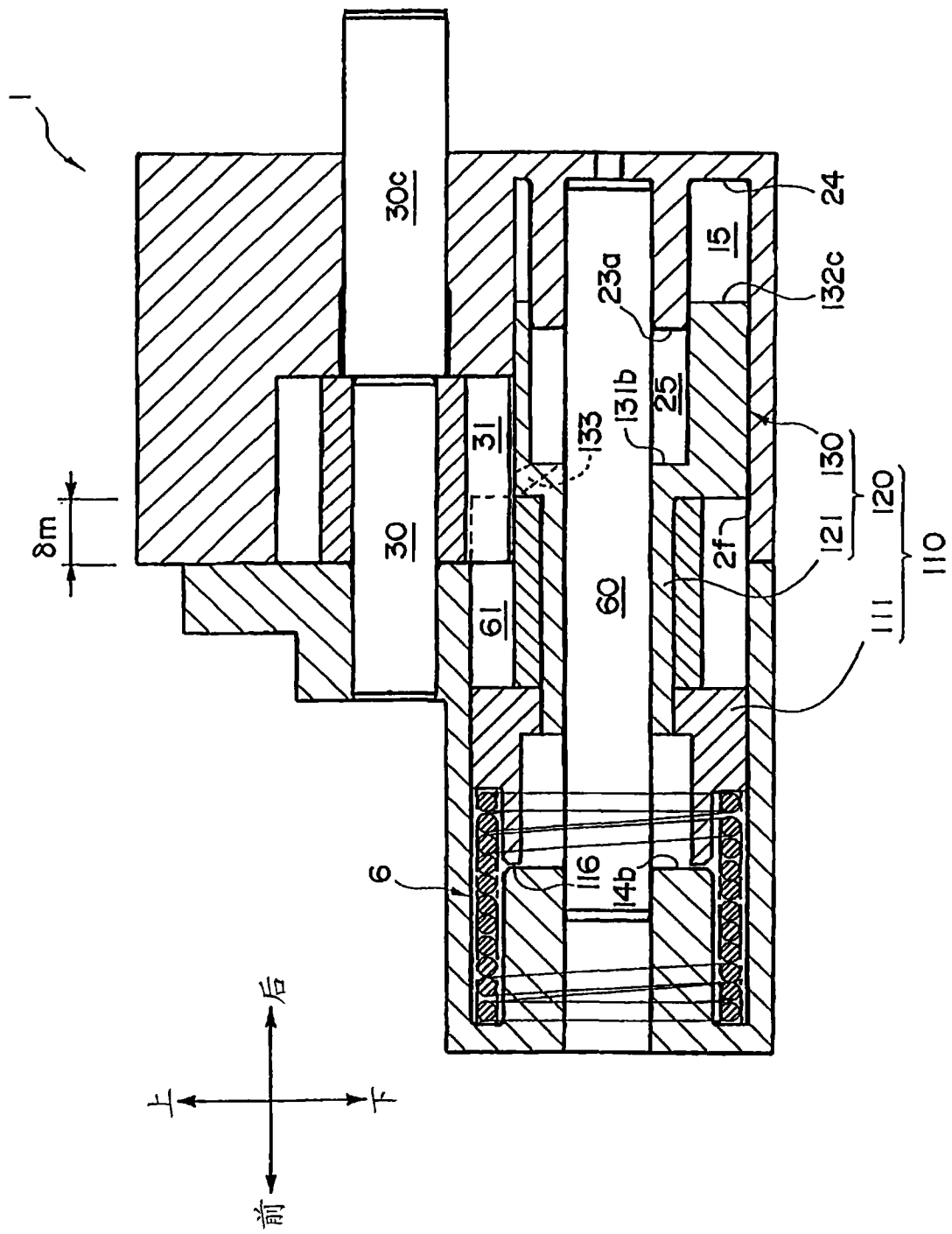


图 8

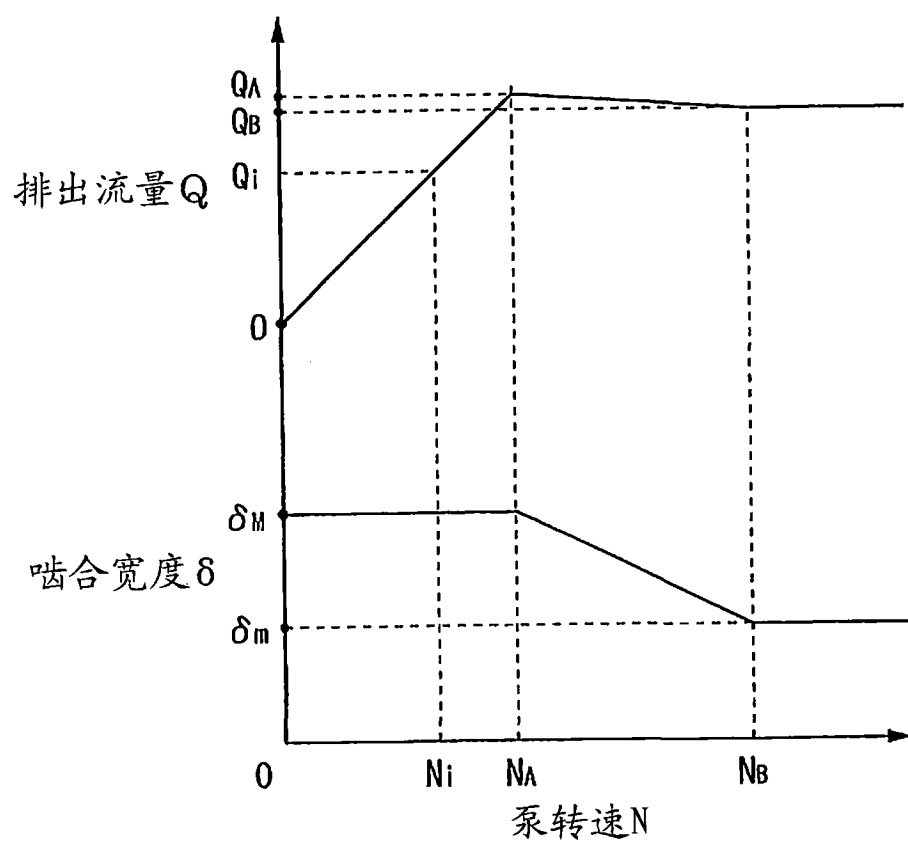


图 9