

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

F16D 33/02 (2006.01)

F16H 61/54 (2006.01)



[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 200480025478.4

[45] 授权公告日 2008 年 7 月 9 日

[11] 授权公告号 CN 100400919C

[22] 申请日 2004.9.2

[21] 申请号 200480025478.4

[30] 优先权

[32] 2003.9.5 [33] JP [31] 313485/2003

[86] 国际申请 PCT/JP2004/013173 2004.9.2

[87] 国际公布 WO2005/024263 日 2005.3.17

[85] 进入国家阶段日期 2006.3.6

[73] 专利权人 五十铃自动车株式会社

地址 日本东京都

[72] 发明人 岩男信幸 山本康

[56] 参考文献

JP2002-310262A 2002.10.23

US5813506A 1998.9.29

审查员 李丹丹

[74] 专利代理机构 永新专利商标代理有限公司

代理人 黄剑锋

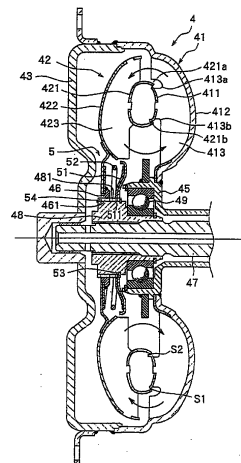
权利要求书 2 页 说明书 13 页 附图 9 页

[54] 发明名称

液力耦合器

[57] 摘要

本发明提供一种液力耦合器，其包括：泵，具有环状泵壳、和放射状地设置在该泵壳内的多个叶轮，该泵壳具有安装在泵毂上的环状导油环；涡轮，与该泵相对设置，具有环状涡轮壳、和放射状地设置在该涡轮壳内的多个转子，该环状涡轮壳具有安装在可相对于该泵毂旋转的涡轮毂上的环状导油环；以及填充在该泵和该涡轮内的动作流体，该液力耦合器的特征在于：该涡轮被构成为在该涡轮毂上可轴向滑动，具有从该泵侧向分离方向对该涡轮施力的弹性施力装置；该泵的导油环和该涡轮的导油环被构成为，在该涡轮接近该泵的状态下，在该两导油环内动作流体流动的间隙增大，随着该涡轮远离该泵壳，在该两导油环内动作流体流动的间隙减小。



1、一种液力偶合器，其包括：

泵，具有环状泵壳、和放射状地设置在该泵壳内的多个叶轮，
该泵壳具有安装在泵毂上的环状导油环；

涡轮，与该泵相对设置，具有环状涡轮壳、和放射状地设置
在该涡轮壳内的多个转子，该环状涡轮壳具有安装在可相对于该
泵毂旋转的涡轮毂上的环状导油环；以及

填充在该泵和该涡轮内的动作流体，

该液力偶合器的特征在于：

该涡轮被构成为在该涡轮毂上可轴向滑动，具有在从该泵侧
分离的方向上对该涡轮施力的弹性施力装置；

该泵的导油环和该涡轮的导油环被构成为，在该涡轮接近该
泵的状态下，在该两导油环内动作流体流动的间隙增大，随着该
涡轮远离该泵壳，在该两导油环内动作流体流动的间隙减小。

2、一种液力偶合器，其包括：

泵，具有环状泵壳、和放射状地设置在该泵壳内的多个叶轮，
该泵壳具有安装在泵毂上的环状导油环；

涡轮，与该泵相对设置，具有环状涡轮壳、和放射状地设置
在该涡轮壳内的多个转子，该环状涡轮壳具有安装在可相对于该
泵毂旋转的涡轮毂上的环状导油环；以及

填充在该泵和该涡轮内的动作流体，

该液力偶合器的特征在于：

该涡轮被构成为在该涡轮毂上可轴向滑动，具有在伴随着该
涡轮旋转的离心力的作用下使该涡轮从该泵侧分离的离心力推压
装置；

该泵的导油环和该涡轮的导油环被构成为，在该涡轮接近该
泵的状态下，在该两导油环内动作流体流动的间隙增大，随着该

涡轮远离该泵，在该两导油环内动作流体流动的间隙减小。

3、如权利要求2所述的液力耦合器，其特征在于，该离心力推压装置包括：与该涡轮的内周部内面相对设置并安装在该涡轮毂上的环状导向部件；以及设置在该导向部件和该涡轮的内周部内面之间的多个离心力动作部件。

液力偶合器

技术领域

本发明涉及用于传递原动机旋转力矩的液力偶合器的改良。

背景技术

液力偶合器目前被作为船舶用、产业机械用、汽车用的动力传递连接器而使用。液力偶合器由具有环状泵壳和放射状地设置在该泵壳内的多个叶轮的泵、以及具有环状涡轮壳和放射状地设置在该涡轮壳内的多个转子并与上述泵相对设置的涡轮构成，在泵及涡轮内填充有动作流体。这样构成的液力偶合器，泵连接在作为原动机的例如柴油机的曲轴（作为液力偶合器的输入轴）上，涡轮连结在与输入轴设置在同一轴线上的输出轴上。

在上述泵壳及涡轮壳上，设置有助于整流动作流体的环状导油环的液力偶合器也被使用着。

图 11 表示一般的液力偶合器的特性，横轴为泵和涡轮的速度比（ e ），竖轴为液力偶合器的输入容量系数（ τ ）。从图 11 可判断出，液力偶合器在泵和涡轮的速度比（ e ）为零（0）即泵旋转而涡轮停止的状态下，输入容量系数（ τ ）为最大。在车辆的驱动装置上设置有具有该特性的液力偶合器的情况下，车辆为停止状态发动机被驱动变速器的变速齿轮被投入的状态下、即输入轴旋转输出轴停止的状态下，其特性为具有牵引扭矩。牵引扭矩，一般指发动机以空转转速（例如，500rpm）运转的状态下的传递扭矩。牵引扭矩大时，发动机的空运转非常不稳定，且该不稳定的旋转成为引起驱动系统异常振动的原因。由于牵引扭矩大，还会引起空运转时的燃料费恶化。

作为用于降低上述牵引扭矩的对策，公知有在泵和涡轮之间设置导流板的技术。

关于设置导流板的降低牵引扭矩对策，参照图 12 及图 13 说明。图 12 所示的液力耦合器，其在泵 P 和涡轮 T 之间设置有安装在输出轴 OS 上的环状导流板 BP。另外，图 13 所示的液力耦合器，其在泵 P 外周部设置有环状导流板 BP。

图 12 及图 13 所述的液力耦合器为固定的导流板，所以有使相对于泵和涡轮的速度比 (e) 的输入容量系数 (τ) 的特性变化的效果，但是不能使相对于输入转速的 τ 特性变化。即为了进行牵引扭矩对策使 τ ($e=0$) 降低，则空转时的牵引扭矩与没有导流板的牵引扭矩相比低，但是起动时的传递扭矩本身也同样地降低，存在着不能使发动机的转速上升到需要以上以致不能起动，导致燃料费恶化等问题。另一方面，为了提高起动时的传递扭矩而增大 τ ($e=0$)，可得到起动扭矩，但是存在着空转时的牵引扭矩增大，空转时的燃料费恶化的问题。于是，使用了固定导流板的液力耦合器，空转时的牵引扭矩和燃料费有折衷选择的关系，无法解决。

在日本特开 2001-50309 号公报中提出了作为降低牵引扭矩的对策，在泵壳的导油环或涡轮壳的导油环的内周或外周安装有环状导流板的液力耦合器。

在液力耦合器安装在车辆的驱动装置上的情况下，其特征为，最好，不浪费发动机旋转速度及泵的旋转速度高的起动时等的传递扭矩，可降低泵和涡轮的速度比 (e) 为零 (0) 即泵旋转涡轮停止的空转时的传递扭矩。但是，上述日本特开 2001-50309 号公报中公开的液力耦合器中，可有效地降低空转时传递扭矩即牵引扭矩，然而由于固定有导流板而不能避开发动机的旋转速度即泵的旋转速度高的起动时等的传递扭矩的下降，不是很完善。

发明内容

本发明的目的在于提供一种不会浪费传递扭矩就可有效地降低牵引扭矩的液力耦合器。

为了达到上述的目的，根据本发明，提供一种液力耦合器，其包括：泵，具有环状泵壳、和放射状地设置在该泵壳内的多个叶轮，该泵壳具有安装在泵毂上的环状导油环；涡轮，与该泵相对设置，具有环状涡轮壳、和放射状地设置在该涡轮壳内的多个转子，该环状涡轮壳具有安装在可相对于该泵毂旋转的涡轮毂上的环状导油环；以及填充在该泵和该涡轮内的动作流体，该液力耦合器的特征在于：该涡轮被构成为在该涡轮毂上可轴向滑动，具有在从该泵侧分离的方向上对该涡轮施力的弹性施力装置；该泵的导油环和该涡轮的导油环被构成为，在该涡轮接近该泵的状态下，在该两导油环内动作流体流动的间隙增大，随着该涡轮远离该泵壳，在该两导油环内动作流体流动的间隙减小。

而且，根据本发明，提供一种液力耦合器，其包括：泵，具有环状泵壳、和放射状地设置在该泵壳内的多个叶轮，该泵壳具有安装在泵毂上的环状导油环；涡轮，与该泵相对设置，具有环状涡轮壳、和放射状地设置在该涡轮壳内的多个转子，该环状涡轮壳具有安装在可相对于该泵毂旋转的涡轮毂上的环状导油环；以及填充在该泵和该涡轮内的动作流体，该液力耦合器的特征在于：该涡轮被构成为在该涡轮毂上可轴向滑动，具有在伴随着该涡轮旋转的离心力的作用下使该涡轮从该泵侧分离的离心力推压装置；该泵的导油环和该涡轮的导油环被构成为，在该涡轮接近该泵的状态下，在该两导油环内动作流体流动的间隙增大，随着该涡轮远离该泵，在该两导油环内动作流体流动的间隙减小。

上述离心力推压装置包括：与上述涡轮壳的内周部内面相对设置并安装在上述涡轮毂上的环状导向部件；以及设置在该导向部件和涡轮壳的内周部内面之间的多个离心力动作部件。

本发明的液力偶合器如上述地构成，所以不浪费在泵和涡轮的速度比（ e ）接近 1.0 的状态下的传递扭矩，在泵和涡轮的速度比（ e ）为零（0）即泵旋转涡轮停止的状态下的从泵传递到涡轮的扭矩降低，可有效地降低牵引扭矩。

附图说明

图 1 为表示安装了按本发明构成的液力偶合器的驱动装置的一个实施形态的剖面图。

图 2 为表示按本发明构成的液力偶合器的一个实施形态，表示泵和涡轮的速度比（ e ）为 1 的状态的剖面图。

图 3 为表示如图 2 所示的液力偶合器的泵和涡轮的速度比（ e ）为零的状态的剖面图。

图 4 为表示按本发明构成的液力偶合器的另一个实施形态，表示泵和涡轮的速度比（ e ）为零的状态的剖面图。

图 5 为表示如图 4 所示的液力偶合器的泵和涡轮的速度比（ e ）为 1 的状态的剖面图。

图 6 为表示按本发明构成的液力偶合器的再一个实施形态，表示泵和涡轮的速度比（ e ）为零的状态的主要部分剖面图。

图 7 为表示如图 6 所示的液力偶合器的泵和涡轮的速度比（ e ）为零的状态的主要部分剖面图。

图 8 为表示按本发明构成的液力偶合器的又一个实施形态，表示泵和涡轮的速度比（ e ）为零的状态的主要部分剖面图。

图 9 为表示如图 8 所示的液力偶合器的泵和涡轮的速度比（ e ）为零的状态的主要部分剖面图。

图 10 为按照本发明构成的液力偶合器的特性线图。

图 11 为现有使用的液力偶合器的特性线图。

图 12 为表示现有使用的液力偶合器的一例中的液力偶合器内部动作流体的流动的说明图。

图 13 为表示现有使用的液力耦合器的另一例中的液力耦合器内部动作流体的流动的说明图。

具体实施方式

下面，参照附图来更详细地说明按本发明构成的液力耦合器的较佳实施形态。

图 1 中，表示将按本发明构成的液力耦合器设置在汽车用发动机和摩擦离合器之间的驱动装置的一个实施形态。图示的实施形态的驱动装置包括作为原动机的内燃机 2 和按本发明构成的液力耦合器 4 及摩擦离合器 7。内燃机 2 在图示的实施形态中由柴油机构成，在曲轴 21 的端部安装有液力耦合器 4 的下述的泵侧。

液力耦合器 4 被设置在液力耦合器外壳 40 内，该液力耦合器外壳 40 通过螺栓 23 等固结装置被安装在柴油机 2 上所安装的外壳 22 上。图示的实施形态的液力耦合器 4，具有泵 41、与该泵相对设置的涡轮 42、包围该涡轮 42 并连接在上述泵 41 上的壳体 43。下面，参照图 1、图 2、图 3 对液力耦合器 4 进行说明。

构成液力耦合器 4 的泵 41，包括具有环状导油环 411 的环状泵壳 412、以及放射状地设置在该泵壳 412 内的多个叶轮 413，泵壳 412 通过焊接等固定方法安装在上述壳体 43 上。壳体 43 通过螺栓 441、螺母 442 等固结装置安装在驱动板 44 的外周部上，该驱动板 44 的内周部通过螺栓 24 安装在上述曲轴 21 上。于是，泵 41 的泵壳 412 通过壳体 43 及驱动板 44 连接在曲轴 21 上。由此，曲轴 21 具有作为液力耦合器 4 的输入轴的功能。这样构成的泵 41，泵壳 412 的内周部通过焊接等固定方法安装在泵毂(pump hub)45 上。

上述涡轮 42 包括：具有与上述泵 41 的泵壳 412 相对设置的环状导油环 421 的环状涡轮壳 422、以及放射状地设置在该涡轮壳 422 内的多个转子 423。在涡轮壳 421 的内周部安装有内周面具有

内齿花键 461 的环状突台 46。该突台 46 轴向可滑动地设置在涡轮毂 48(turbine hub)上,该涡轮毂 48 花键嵌合与作为上述输入轴的上述曲轴 21 设置在同一轴线上的输出轴 47 上。即,在涡轮毂 48 的外周面形成有外齿花键 481,通过将突台 46 的内齿花键 461 花键嵌合在该外齿花键 481 上,突台 46 即涡轮壳 421 轴向可滑动地安装在涡轮毂 48 上。且,轴承 49 设置在涡轮毂 48 和上述泵毂 45 之间。由此,泵毂 45 和涡轮毂 48 彼此可相对旋转地构成。

图示的实施形态的液力偶合器 4 具有对涡轮 42 从泵 41 侧向分离方向施力的弹性施力装置 5。弹性施力装置 5 包括:在涡轮壳 421 的内侧即泵 41 侧(图 1 及图 3 的右侧)由安装在涡轮毂 48 上的弹簧垫架 51、以及在该弹簧垫架 51 和涡轮壳 421 之间设置的压缩螺旋弹簧 52,对涡轮 42 从泵 41 向分离方向(图 1 及图 3 的左侧)施力。弹簧垫架 51 上形成有内齿花键 511,该内齿花键 511 花键嵌合在涡轮毂 48 的外齿花键 481 上。在弹簧垫架 51 的内侧即泵 41 侧(图 1 及图 3 的右侧)通过安装在涡轮毂 48 上的卡环 53,限制了该弹簧垫架 5 向泵 41 侧(图 1 及图 3 的右侧)的移动。且,在涡轮毂 48 的图 1 及图 3 的左端部外周上安装有限制器 54,限制了从涡轮 42 的图 2 中所示的分离位置向左方向即与泵 41 分离的方向的移动。

下面参照图 2 及图 3 对上述泵 41 的导油环 411 和涡轮 42 的导油环 421 进行说明。

在图 2 及图 3 中所述的实施形态中,涡轮 42 的导油环 421,其外周部 421a 及内周部 421b 突出于泵 41 侧而形成。另外,泵 41 的多个叶轮 413 上,形成有用于回避涡轮 42 的导油环 421 的外周部 421a 及内周部 421b 之间的干涉的凹部 413a 及 413b。泵 41 的导油环 411,形成为容纳在涡轮 42 的导油环 421 内的大小。由此,如图 3 所示在涡轮 42 接近泵 41 的状态下,两导油环的外周端之间的间隙 S1 和内周端之间的间隙 S2 变大,随着涡轮 42 远离泵 41,

两导油环的外周端之间的间隙 S1 和内周端之间的间隙 S2 减小，在如图 2 所示的分离位置两导油环的外周端之间的间隙 S1 和内周端之间的间隙 S2 最小。

继续参照图 1 进行说明，图示的实施形态的液力耦合器 4 具有液压泵 60。该液压泵 60 设置在通过螺栓 61 等固定装置安装在摩擦离合器 7 的下述离合器外壳上的泵外壳 62 上，该摩擦离合器 7 安装在上述液力耦合器外壳 40 上。该液压泵 60 通过泵毂 45 旋转驱动而构成，通过无图示的流体路径将动作流体供给到上述泵 41 及涡轮 42 内。

下面，说明上述摩擦离合器 7。

摩擦离合器 7 设置在通过螺栓 71 安装在上述液力耦合器外壳 40 上的离合器外壳 70 内。图示的实施形态的摩擦离合器 7，包括：安装在上述液力耦合器 4 的输出轴 47 上的离合器驱动板 72；与输出轴 47 同一轴线设置的传动轴 73（图示的实施形态中，无图示的变速器的输入轴）；安装在花键嵌合于该传动轴 73 上的离合器毂上，外周部安装有离合器摩擦片 75 的从动板 76；将该从动板 76 退压在离合器驱动板 72 上的压力板 77；对该压力板 77 向离合器驱动板 72 施力的膜片弹簧 78；卡合在该膜片弹簧 78 的内端部，以膜片弹簧 78 的中间部为支点 781 动作的分离轴承 79；以及使该分离轴承 79 在轴向上动作的离合器分离叉 80。该构成的摩擦离合器 7，在图示的状态下，压力板 77 通过膜片弹簧 78 的弹力被向离合器驱动板 72 推压，于是，安装在从动板 76 上的离合器摩擦片 75 被推压在离合器驱动板 72 上，传递到液力耦合器 4 的输出轴 47 上的动力通过离合器驱动板 72 及从动板 76 传递到传动轴 73 上。截断该动力传递时，将液压供给到无图示的从动液压缸使离合器分离叉 80 动作，在图 1 中将分离轴承 79 向左移动，则膜片弹簧 78 在图 2 中按照虚线所示地动作，通过解除向压力板 77 的推压力，来截断从离合器驱动板 72 向从动板 76 的动力传递。

安装有图示的实施形态的液力耦合器的驱动装置的构成如上，下面就其动作进行说明。

在柴油机 2 的曲轴 21（输入轴）上产生的驱动力，通过驱动板 44 传递到液力耦合器 4 的外壳 43 上。外壳 43 和泵 41 的泵壳 412 一体构成，所以通过上述驱动力使泵 41 旋转。泵 41 旋转后，泵 41 内的动作流体由于离心力沿叶轮 413 向外周流动，如箭头所示地流向涡轮 42 侧。流入到涡轮 42 侧的动作流体，如箭头所示地向内周侧流回到泵 41。这样地，通过泵 41 及涡轮 42 内的动作流体在泵 41 及涡轮 42 内的循环，泵 41 侧的驱动扭矩通过动作流体传递到涡轮 42 侧。传递到涡轮 42 侧的驱动力，通过涡轮壳 422、突台 46 及涡轮毂 48 传递到输出轴 47 上，通过上述摩擦离合器 6 传递到无图示的变速器上。

下面，说明上述液力耦合器 4 的扭矩传递特性。

泵 41 及涡轮 42 的速度比（ e ）为零（0）即泵 41 旋转而涡轮 42 停止的状态的发动机空运转时，液力耦合器 4 内的动作流体的循环力最大。液力耦合器 4 内的动作流体循环，从涡轮 42 的转子 423 的表侧即泵 41 侧流入的动作流体作用的面侧为正压，里侧即与从泵 41 侧流入的动作流体作用的面相反的面侧为负压。这样，转子 423 的表侧和里侧产生的压力差，在涡轮 42 的外周侧表现很大。随着动作流体的循环效率变好，转子 423 的表侧和里侧的压力差增大，里侧的负压增大。因此，在液力耦合器 4 内的动作流体的循环力最大的泵 41 及涡轮 42 的速度比（ e ）为零（0）即泵 41 旋转而涡轮 42 停止的状态的发动机空运转时，转子 423 的里侧负压最大，涡轮 42 抵抗构成上述弹性施力装置 5 的压缩螺旋弹簧 52 的弹力，如图 3 所示地向泵 41 侧（图 3 的右侧）靠近。由此，泵 41 的导油环 411 和涡轮 42 的导油环 421 的外周端间的间隙 S1 和内周端间的间隙 S2 增大。其结果，泵壳 412 及涡轮壳 422 内循环的动作流体的一部分，如图 3 箭头所示地通过泵 41 的导油

环 411 和涡轮 42 的导油环 421 的外周端间的间隙 S1 并向由两导油环形成的室内流入，通过泵 41 的导油环 411 和涡轮 42 的导油环 421 和内周端间的间隙 S2 并返回到泵壳 412 而循环。由此，从泵 41 侧循环至涡轮 42 侧的动作流体量减少，从而，从泵 41 传递到涡轮 42 的传递扭矩下降。

如上所述地泵 41 及涡轮 42 的速度比 (e) 为零 (0) 的状态下，液力耦合器 4 内的动作流体的循环力最大，但是随该速度比 (e) 接近 1.0，即使旋转速度变快，液力耦合器 4 内的动作流体的循环力减弱。因此，涡轮 42 的转子 423 的里侧的负压减小。这样，涡轮 42 通过构成上述弹性施力装置 5 的压缩螺旋弹簧 52 的弹力，如图 2 所示地向与泵 41 分离的方向（图 2 中左方）移动。其结果，泵 41 的导油环 411 和涡轮 42 的导油环 421 的外周端间的间隙 S1 和内周端间的间隙 S2 逐渐减小，通过由泵 41 的导油环 411 和涡轮 42 的导油环 421 形成的室并返回到泵 41 侧的动作流体量逐渐减小，所以传递扭矩增加。

参照图 10 所示的特性线图来对上述液力耦合器 4 的特性进行说明。图 10 中，横轴为泵和涡轮的速度比 (e)，纵轴为液力耦合器的输入容量系数 (τ)。图 10 中，实线表示将涡轮 42 固定在图 2 所示的位置的现有液力耦合器的特性，虚线为上述图示的实施形态的液力耦合器 4 的特性。如图 10 中虚线所示，图示实施形态的液力耦合器 4，在泵 41 及涡轮 42 的速度比 (e) 为零 (0) 的状态下，输入容量系数 (τ) 与实线表示的现有液力耦合器相比大幅度降低。即，在泵 41 及涡轮 42 的速度比 (e) 为零 (0) 的状态下，如上述那样涡轮 42 的转子 423 的里侧的负压增大，如图 3 所示地涡轮 42 抵抗构成弹性施力装置 5 的压缩螺旋弹簧 52 的弹力，向泵 41 侧靠近，由于泵 41 的导油环 411 和涡轮 42 的导油环 421 的外周端间的间隙 S1 和内周端间的间隙 S2 变大，泵壳 412 及涡轮壳 422 内循环的动作流体的一部分，通过泵 41 的导油环 411 和

涡轮 42 的导油环 421 的外周端间的间隙 S1 向由两导油环形成的室内流入, 通过泵 41 的导油环 411 和涡轮 42 的导油环 421 的内周端间的间隙 S2 返回到泵壳 412 而循环。其结果, 从泵 41 侧循环至涡轮 42 侧的动作流体量减少, 输入容量系数 (τ) 与实线表示的现有液力耦合器相比大幅度降低。因此, 可大幅度地降低泵 41 旋转而涡轮 42 停止的状态即发动机空运转时的牵引扭矩。另外, 随泵 41 及涡轮 42 的速度比 (e) 接近 1.0, 即使旋转速度变快, 液力耦合器 4 内的动作流体的循环力变弱, 因此, 泵 41 的导油环 411 和涡轮 42 的导油环 421 的外周端间的间隙 S1 和内周端间的间隙 S2 逐渐减小, 通过由泵 41 的导油环 411 和涡轮 42 的导油环 421 形成的室返回到泵 41 侧的动作流体量逐渐减小, 因此输入容量系数 (τ) 如图 10 中虚线所示地逐渐与固定有涡轮 42 的实线所示的液力耦合器 4 的特性一致。因此, 泵 41 及涡轮 42 的速度比 (e) 接近 1.0 的状态下的传递扭矩没有降低。

下面, 参照图 4 及图 5 说明按本发明构成的液力耦合器的另一个实施形态。另外, 在图 4 及图 5 所示的实施形态中, 与上述图 2 及图 3 所示的实施形态的各部件相同的部件, 标有相同的标号, 省略其说明。

图 4 及图 5 所示的实施形态的液力耦合器 4, 具有在伴随着涡轮 42 旋转的离心力的作用下使涡轮 42 从泵 41 侧分离的离心力推压装置 9, 来替代从泵 41 侧向分离方向对上述涡轮 42 施力的弹性施力装置 5。图示的实施形态的离心力推压装置 9, 包括: 与构成涡轮 42 的涡轮壳 421 的内周面内面相对设置的导向部件 91; 设置于该导向部件 91 的泵 41 侧的加强部件 92; 在涡轮壳 421 的内周部内面和导向部件 91 之间设置的、作为离心力动作部件的多个离心球 93。导向部件 91 和加强部件 92 都是通过环状圆盘构成的, 在其内周部分别形成有内齿花键 911 及 921。该内齿花键 911 及 921 分别与涡轮毂 48 的外齿花键 481 花键嵌合。该导向部件 91

和加强部件 92，在加强部件 92 的内侧即泵 41 侧（图 1 至图 3 的右侧）通过安装在涡轮壳 48 上的卡环 94 限制了向泵 41 侧（图 1 至图 3 的右侧）的移动。另外，向导向部件 91 的涡轮壳 421 的内周部内面侧形成有弯曲，导向部件 51 与涡轮壳 421 的内周部内面的间隔向外周逐渐减小而构成。上述离心球 93 优选由质量大的金属材料构成。图 4 及图 5 中所示的实施形态的液力耦合器 4，涡轮壳 421 的内周部相对于轴向大致垂直，该涡轮壳 421 内放射状设置的多个转子 423 的内周部上，形成有用于回避与上述导向部件 91 干涉的缺欠部 423a。

图 4 及图 5 中所示的实施形态的液力耦合器 4 如上述地构成，下面说明其扭矩传递特性。

泵 41 及涡轮 42 的速度比（ e ）为零（0）即泵 41 旋转而涡轮 42 停止的状态的发动机空运转时，液力耦合器 4 内的动作流体的循环力最大。因此，与上述图 2 及图 3 的实施形态相同，涡轮 42 的转子 423 的里侧的负压最大，涡轮 42 如图 4 所示地靠近泵 41 侧（图 3 中右侧）。因此，泵 41 的导油环 411 和涡轮 42 的导油环 421 的外周端间的间隙 S1 和内周端间的间隙 S2 增大。其结果，泵壳 412 及涡轮壳 422 内循环的动作流体的一部分，如图 4 所示地通过泵 41 的导油环 411 和涡轮 42 的导油环 421 的外周端间的间隙 S1 向由两导油环形成的室内流入，通过泵 41 的导油环 411 和涡轮 42 的导油环 421 的内周端间的间隙 S2 返回到泵壳 412 而循环。因此，从泵 41 侧循环至涡轮 42 侧的动作流体量减少，从而，从泵 41 传递到涡轮 42 的传递扭矩下降。

如上所述泵 41 及涡轮 42 的速度比（ e ）为零（0）的状态下，液力耦合器 4 内的动作流体的循环力最大，但是随该速度比（ e ）接近 1.0 即使旋转速度变快，液力耦合器 4 内的动作流体的循环力减弱。因此，涡轮 42 的转子 423 的里侧的负压减小。另外，涡轮 42 旋转时，在离心力推压装置 9 的离心球 93 上作用有离心力，

离心球 93 在导向部件 91 侧面的引导下向外周移动。因此,如图 5 所示离心球 93 推压涡轮壳 422 的内面,将涡轮 42 向左方即远离泵 41 侧的方向移动。其结果,泵 41 的导油环 411 和涡轮 42 的导油环 421 的外周端间的间隙 S1 和内周端间的间隙 S2 逐渐减小,通过由泵 41 的导油环 411 和涡轮 42 的导油环 421 形成的室返回到泵 41 侧的动作流体量逐渐减小,所以传递扭矩增加。因此,图 4 及图 5 中所示的实施形态的液力耦合器也具有上述图中所示的扭矩特性。

下面,参照图 6 及图 7 说明按本发明构成的液力耦合器的再一个实施形态。另外,在图 6 及图 7 所示的实施形态中,与上述各实施形态的各部件相同的部件,标有相同的标号,省略其说明。

图 6 及图 7 所示的液力耦合器 4,改变了上述各实施形态中泵 41 的导油环 411 和涡轮 42 的导油环 421 的结构。即,涡轮 42 的导油环 421 的外周部 421a 从泵 41 侧突出而形成,泵 41 的导油环 411 的外周部 411b 突出泵 42 侧而形成。另外,泵 41 的多个叶片 413 上,形成有用于回避与涡轮 42 的导油环 421 的外周部 421a 干涉的凹部 413a,在涡轮 42 的多个转子 423 上,形成有用于回避与泵 41 的导油环 411 的外周部 411b 干涉的凹部 413b。由此,如图 6 所示地在涡轮 42 接近泵 41 的状态下,两导油环的外周端间的间隙 S1 和内周端间的间隙 S2 变大,随着涡轮 42 和泵 41 的分离,两导油环的外周端间的间隙 S1 和内周端间的间隙 S2 减小,在如图 7 所示的分离位置两导油环的外周端间的间隙 S1 和内周端间的间隙 S2 为最小。因此,图 6 及图 7 所示的液力耦合器 4 也与上述各实施形态具有相同的作用效果。

下面,参照图 8 及图 9 说明按本发明构成的液力耦合器的又一个实施形态。另外,在图 8 及图 9 所示的实施形态中,与上述各实施形态的各部件相同的部件,标有相同的标号,省略其说明。

图 6 及图 7 所示的实施形态的液力耦合器 4,也改变了上述各

实施形态中泵 41 的导油环 411 和涡轮 42 的导油环 421 的结构。即，涡轮 42 的导油环 421 的外周部 421a 及内周部 421b 从泵 41 侧突出而形成，泵 41 的导油环 411 的外周部 411a 及内周部 411b 从泵 42 侧突出而形成。涡轮 42 的导油环 421 的外周部 421a 及内周部 421b 上分别形成有孔 421c 及 421d，泵 41 的导油环 411 的外周部 411a 及内周部 411b 上分别形成有孔 411c 及 411d。涡轮 42 侧的导油环 421 的外周部 421a 与泵 41 的导油环 411 的外周部 411a 重合而构成，涡轮 42 的导油环 421 的内周部 421b 与泵 41 的导油环 411 的内周部 411b 重合而构成。这样构成的液力偶合器 4，如图 8 所示地在涡轮 42 接近泵 41 的状态下，涡轮 42 的导油环 421 的外周部 421a 及内周部 421b 上形成的孔 421c 及 421d 与泵 41 的导油环 411 的外周部 411a 及内周部 411b 上形成的孔 411c 及 411d 的重合量即间隙 S1 及 S2 变大。另外，如图 9 所示地在涡轮 42 远离泵 41 的状态下，涡轮 42 的导油环 421 的外周部 421a 及内周部 421b 上形成的孔 421c 及 421d 与泵 41 的导油环 411 的外周部 411a 及内周部 411b 上形成的孔 411c 及 411d 的重合量即间隙 S1 及 S2 变小，在如图 9 所示的位置各孔的重合量即间隙 S1 及 S2 为最小。因此，图 6 及图 7 所示的液力偶合器 4 也与上述的各实施形态具有相同的作用效果。

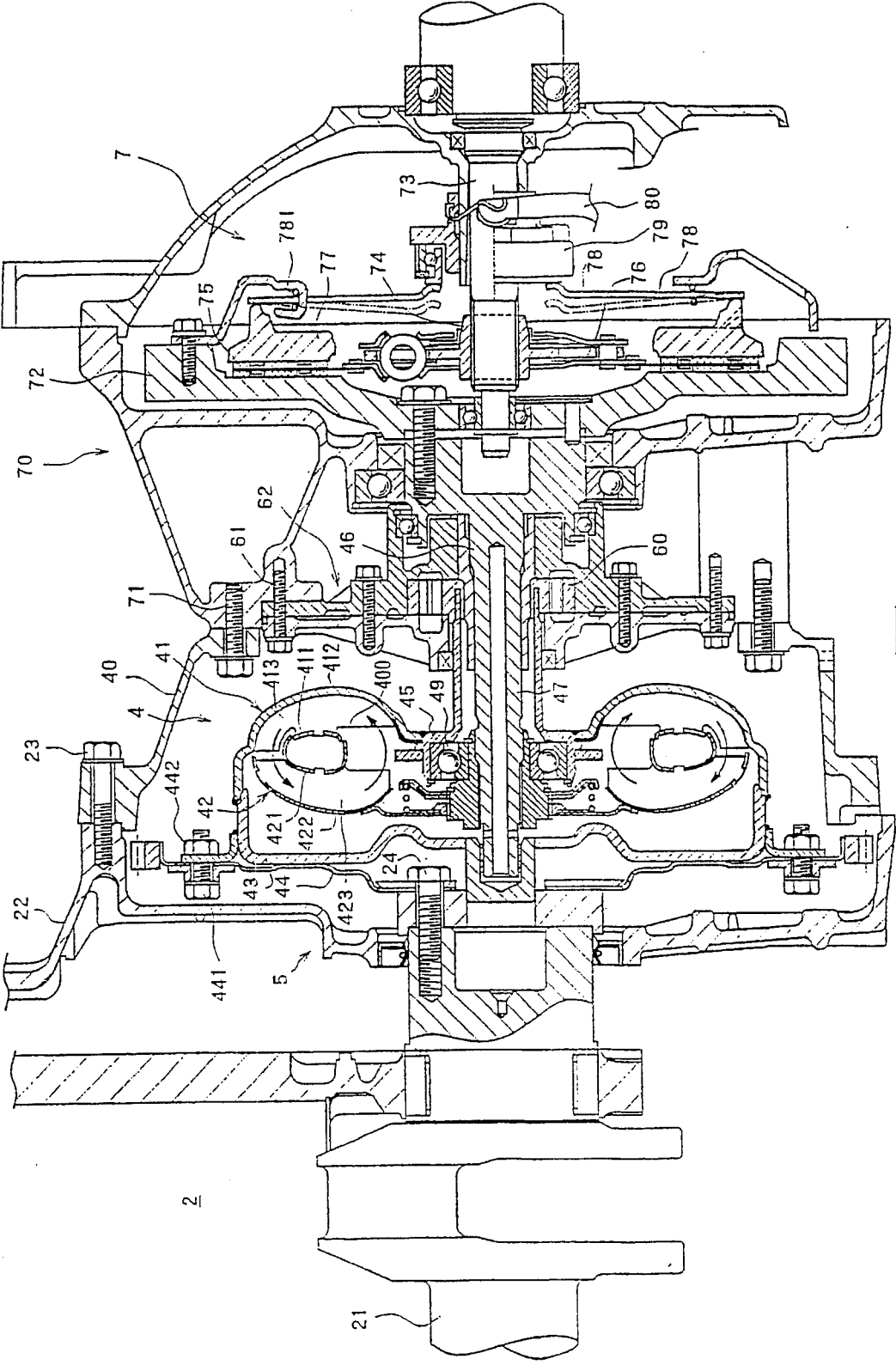


图1

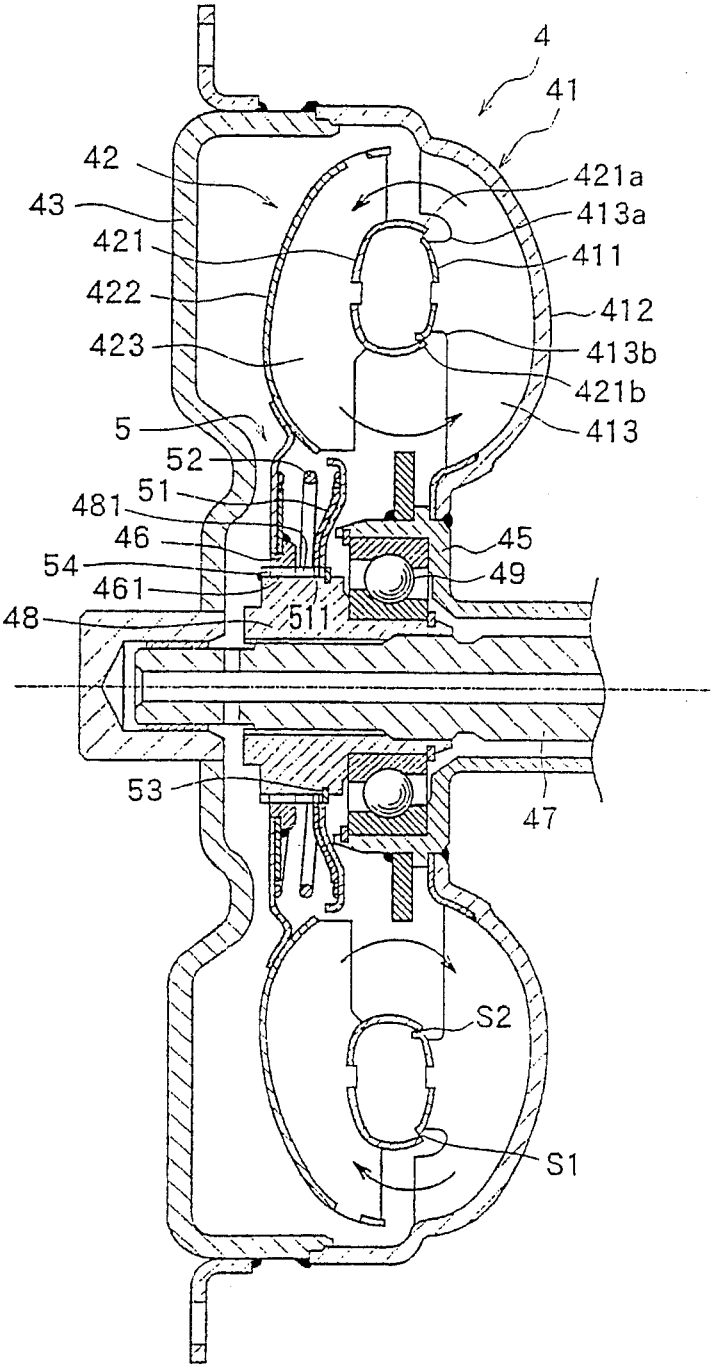


图2

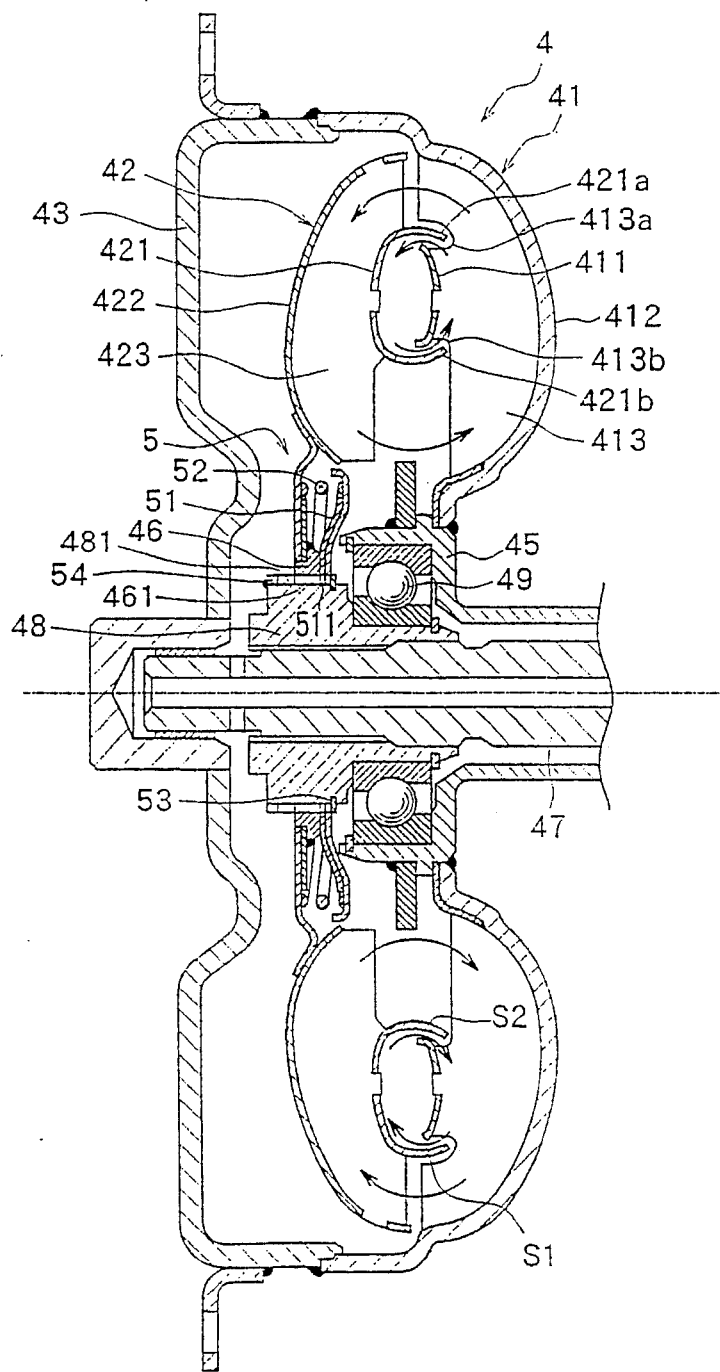


图3

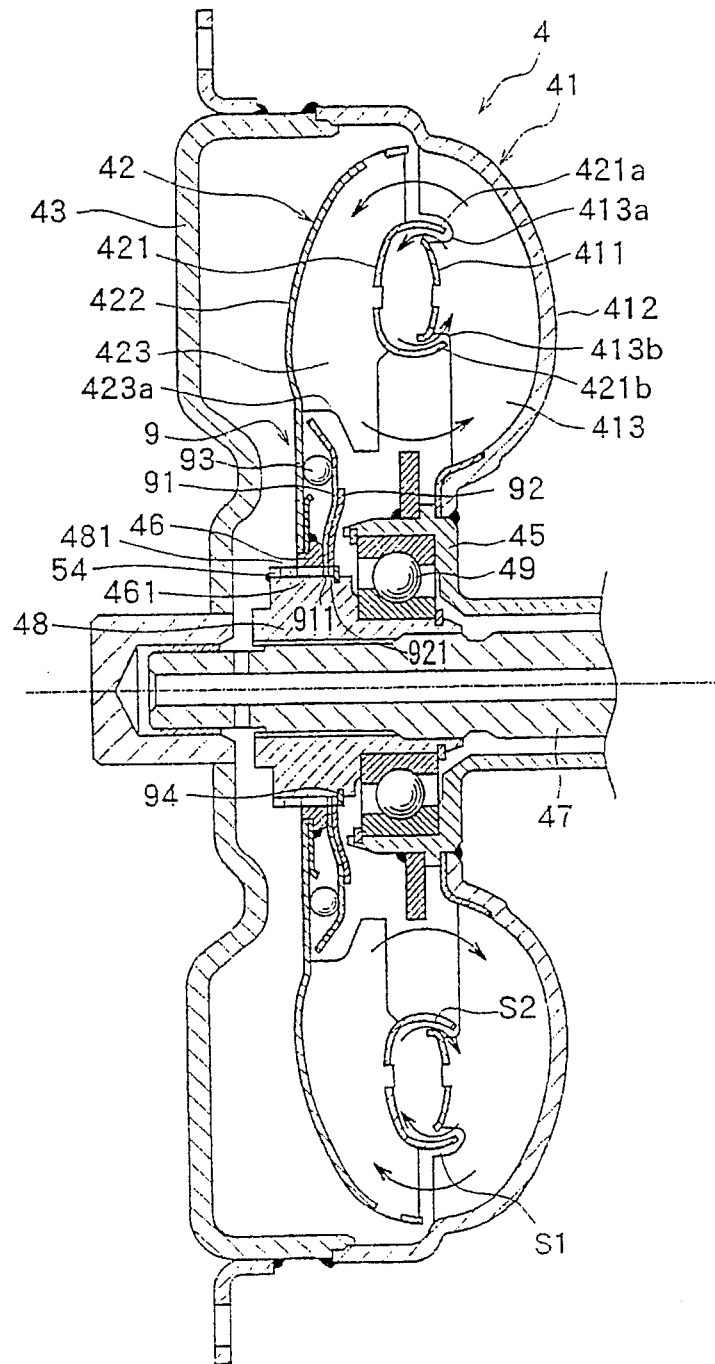


图4

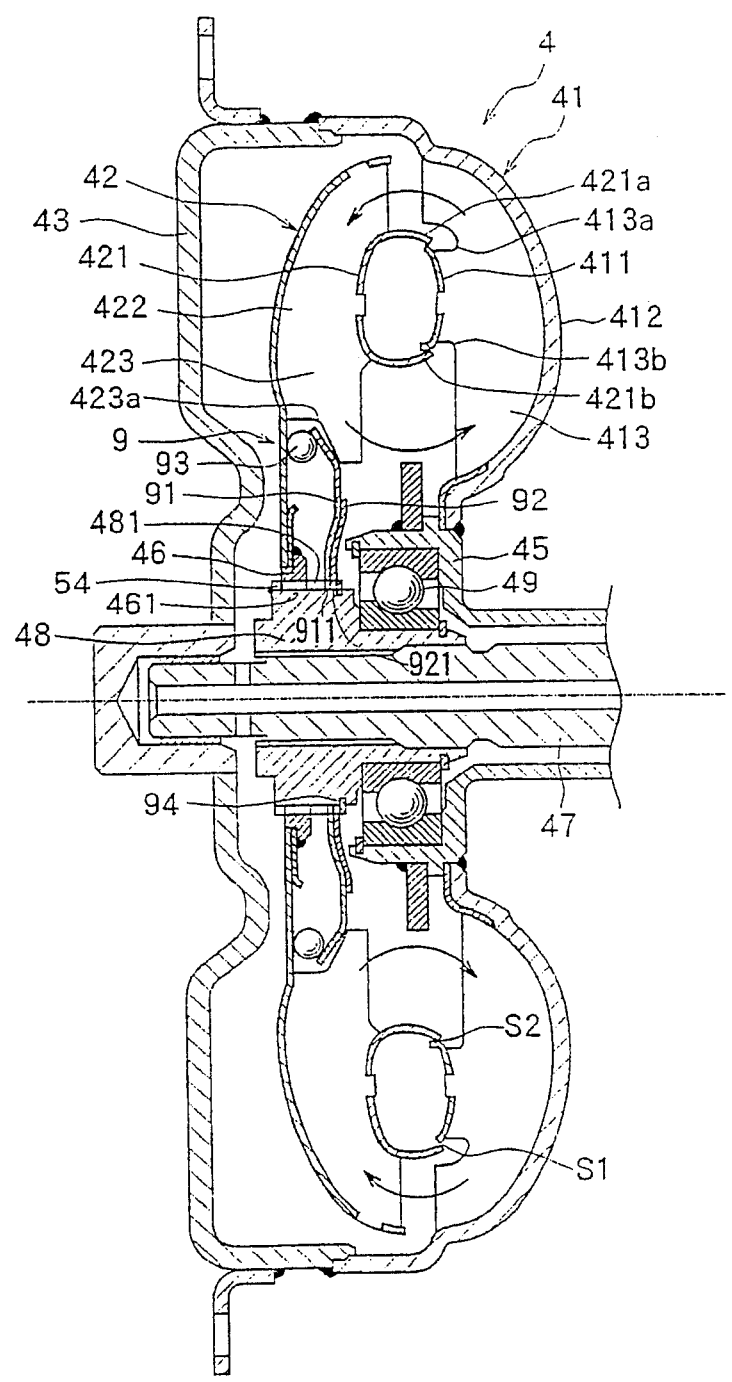


图5

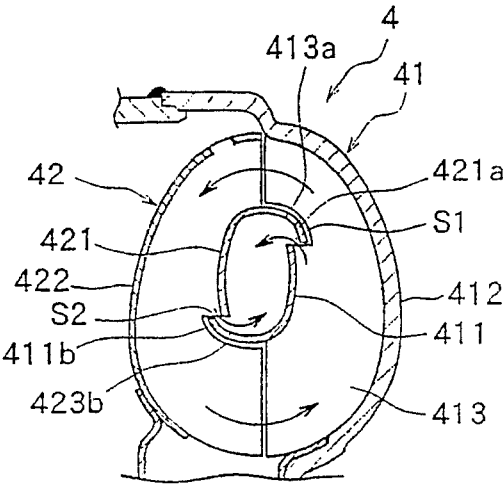


图6

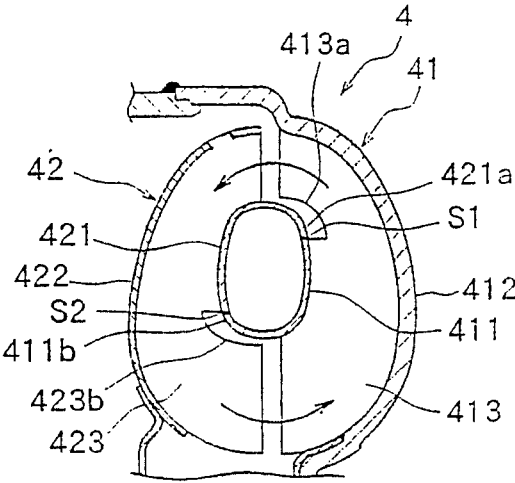


图7

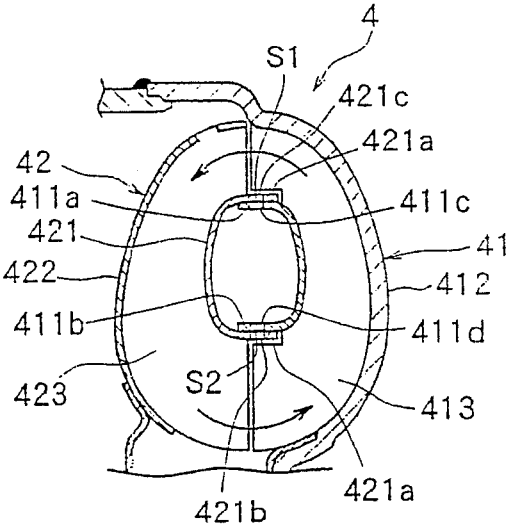


图8

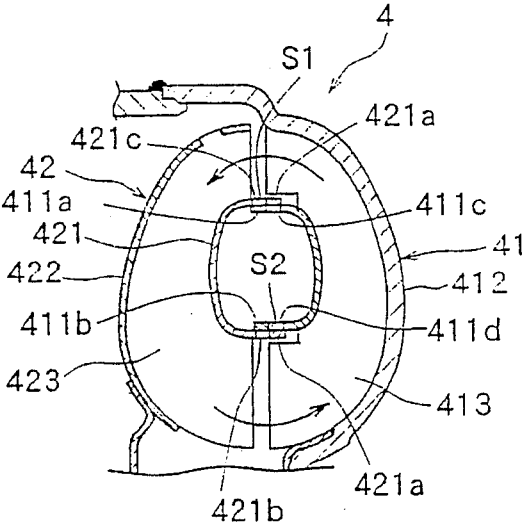


图9

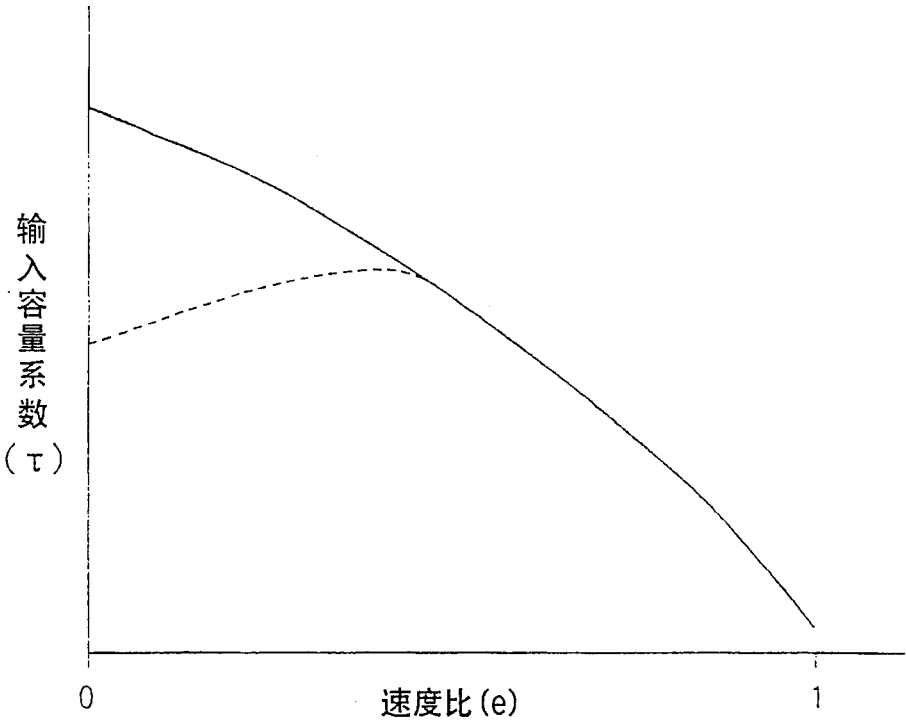


图10

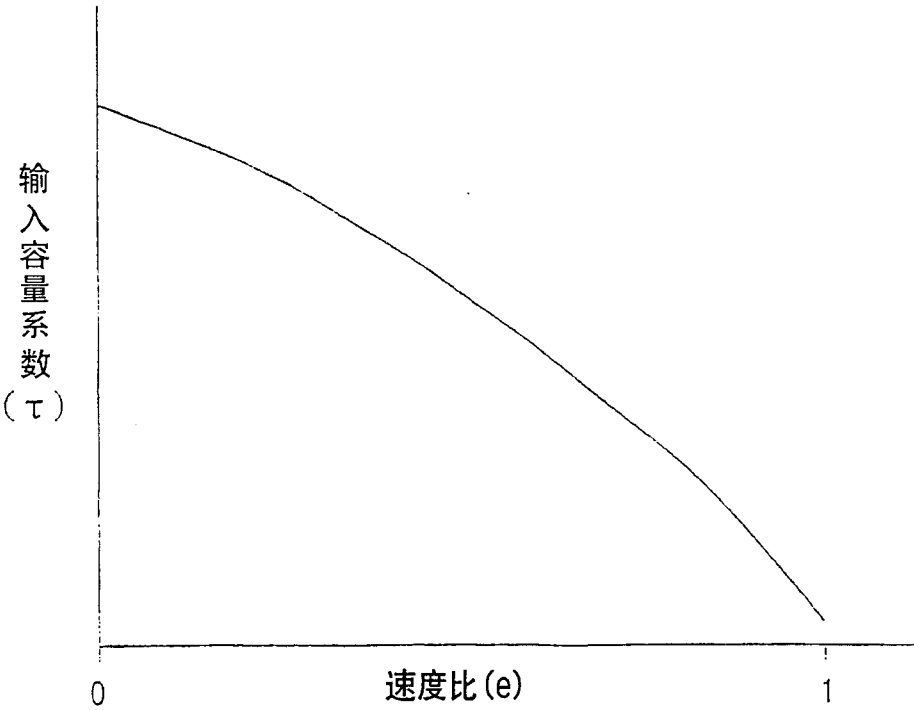


图11

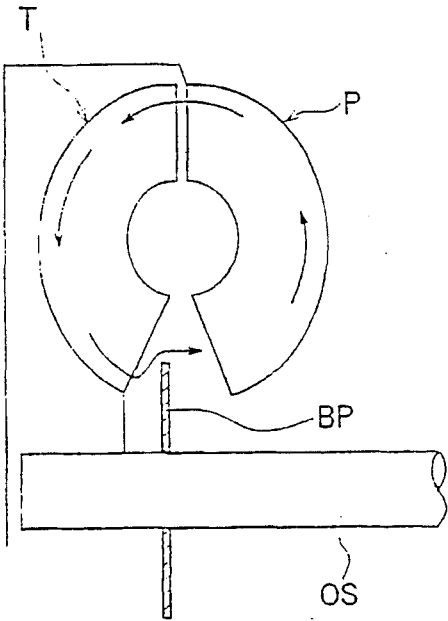


图12

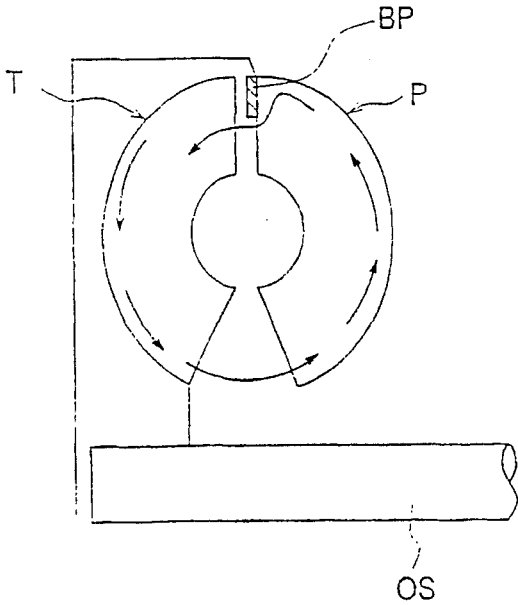


图13