



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 112424478 A

(43) 申请公布日 2021.02.26

(21) 申请号 201980048057.X

(22) 申请日 2019.03.13

(30) 优先权数据

102018207891.2 2018.05.18 DE

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

2021.01.18

(86) PCT国际申请的申请数据

PCT/EP2019/056279 2019.03.13

(87) PCT国际申请的公布数据

WO2019/219270 DE 2019.11.21

(71) 申请人 罗伯特·博世有限公司

地址 德国斯图加特

(72) 发明人 M·库尔茨

(74) 专利代理机构 永新专利商标代理有限公司
72002

代理人 侯鸣慧

(51) Int.Cl.

F04D 23/00 (2006.01)

F04D 29/059 (2006.01)

F04D 29/28 (2006.01)

权利要求书2页 说明书10页 附图4页

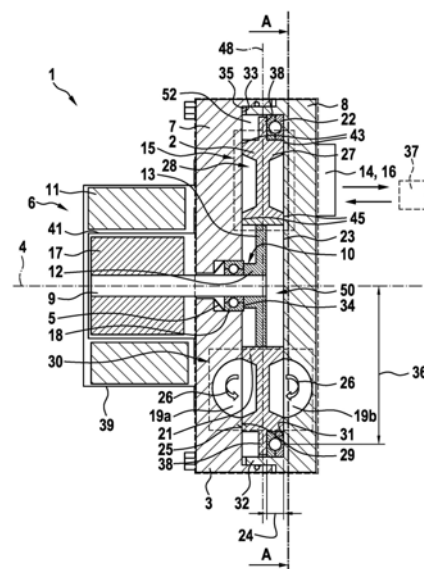
(54) 发明名称

燃料电池系统的用于输送和/或压缩气态介质的侧通道压缩机

(57) 摘要

本发明涉及一种用于燃料电池系统(37)的侧通道压缩机(1),用于输送和/或压缩气态介质、尤其氢气,所述侧通道压缩机具有:壳体(3);位于所述壳体(3)中的压缩机空间(30),所述压缩机空间具有至少一个环绕的侧通道(19);位于所述壳体(3)中的压缩机叶轮(2),所述压缩机叶轮布置在能够围绕转动轴线(4)转动的驱动轴(9)上,其中,所述压缩机叶轮(2)在其周边上具有布置在所述压缩机空间(30)的区域中的输送室(28);和分别构造在所述壳体(3)上的气体入口(14)和气体出口(16),所述气体入口和所述气体出口通过所述压缩机空间(30)、尤其两个侧通道(19a、b)彼此流体连通,其中,所述壳体(3)分别面向所述压缩机叶轮(2)并且相对于所述转动轴线(4)而言轴向延伸地具有第一止推面和第二止推面(23、25),其中,在这些区域中,在所述壳体(3)与所述压缩机叶轮(2)之间分别形成内轴

向间隙和外轴向间隙(43、45)。根据本发明,在此借助第一轴承(18)和第二轴承(22)实现所述侧通道压缩机(1)的能转动的构件的支承,其中,所述第一轴承(18)位于所述驱动轴(9)与所述壳体(3)之间,并且所述第二轴承(22)位于所述压缩机叶轮(2)与所述壳体(3)之间。



1. 一种用于燃料电池系统(37)的侧通道压缩机(1),所述侧通道压缩机用于输送和/或压缩气态介质、尤其氢气,所述侧通道压缩机具有:壳体(3);位于所述壳体(3)中的压缩机空间(30),所述压缩机空间具有至少一个环绕的侧通道(19);位于所述壳体(3)中的压缩机叶轮(2),所述压缩机叶轮布置在能围绕转动轴线(4)转动的驱动轴(9)上,其中,所述压缩机叶轮(2)在其周边上具有布置在所述压缩机空间(30)的区域中的输送室(28);和分别构造在所述壳体(3)上的气体入口(14)和气体出口(16),所述气体入口和所述气体出口通过所述压缩机空间(30)、尤其是两个侧通道(19a、b)彼此流体连通,其中,所述壳体(3)具有分别面向所述压缩机叶轮(2)并且在相对于所述转动轴线(4)而言轴向延伸的第一止推面和第二止推面(23、25),其中,在这些区域中,在所述壳体(3)与所述压缩机叶轮(2)之间分别形成内轴向间隙和外轴向间隙(43、45),其特征在于,借助第一轴承(18)和第二轴承(22)实现对所述侧通道压缩机(1)的能转动的构件的支承,其中,所述第一轴承(18)位于所述驱动轴(9)与所述壳体(3)之间,并且所述第二轴承(22)位于所述压缩机叶轮(2)与所述壳体(3)之间。

2. 根据权利要求1所述的侧通道压缩机(1),其特征在于,所述第一轴承(18)实施为径向轴承,并且所述第二轴承(22)实施为轴向轴承。

3. 根据权利要求1所述的侧通道压缩机(1),其特征在于,所述第一轴承(18)实施为径向轴承,并且所述第二轴承(22)实施为径向轴承。

4. 根据权利要求1所述的侧通道压缩机(1),其特征在于,所述壳体(3)具有壳体上部(7)和壳体下部(8),其中,所述壳体下部(8)具有围绕所述转动轴线(4)环绕的柱形凸起(32),其中,相对于所述转动轴线(4)而言轴向延伸的、尤其作用到所述第一轴承(18)和/或所述第二轴承(22)上的轴承预紧力借助间隔垫片(35)来调设,其中,所述间隔垫片(35)相对于所述转动轴线(4)而言轴向地位于所述柱形凸起(32)与所述壳体上部(7)之间。

5. 根据权利要求4所述的侧通道压缩机(1),其特征在于,所述轴承预紧力借助所述壳体上部(7)和所述壳体下部(8)的连接、尤其是螺纹连接来产生,其中,所述轴承预紧力相对于所述转动轴线(4)而言轴向地从所述壳体下部(8)传递到所述第二轴承(22)上,从所述第二轴承(22)传递到所述压缩机叶轮(2)上,从所述压缩机叶轮(2)传递到所述第一轴承(18)上,并且从所述第一轴承(18)传递到所述壳体上部(7)上。

6. 根据权利要求5所述的侧通道压缩机(1),其特征在于,所述压缩机叶轮(2)在其背离所述转动轴线(4)的外边缘上、尤其在外限界环(27)上具有环形的、围绕所述转动轴线(4)环绕的腹板(38),其中,所述第二轴承(22)相对于所述转动轴线(4)而言轴向地在背离所述第一轴承(18)的一侧上位于所述环绕的腹板(38)与所述壳体下部(8)之间。

7. 根据权利要求5所述的侧通道压缩机(1),其特征在于,所述压缩机叶轮(2)在其内直径上具有带有轮毂支脚(12)的压缩机叶轮轮毂(10),其中,所述压缩机叶轮(2)借助所述轮毂支脚(12)将相对于所述转动轴线(4)而言轴向延伸的轴承预紧力传递到所述第一轴承(18)上。

8. 根据权利要求4所述的侧通道压缩机(1),其特征在于,借助所述间隔垫片(35),除了所述轴承预紧力之外还能够调设所述压缩机叶轮(2)与所述壳体(3)之间的第一间隙区域(43)和/或第二间隙区域(45)的间隙尺寸。

9. 根据权利要求5所述的侧通道压缩机(1),其特征在于,碟形弹簧(5)位于所述壳体上

部(7)与所述第一轴承(18)之间,其中,相对于所述转动轴线(4)而言轴向延伸的轴承预紧力借助所述碟形弹簧(5)从所述第一轴承(18)传递到所述壳体上部(7)上。

10.根据权利要求5所述的侧通道压缩机(1),其特征在于,碟形弹簧(5)位于所述第一轴承(18)与所述压缩机叶轮(2)之间,其中,相对于所述转动轴线(4)而言轴向延伸的轴承预紧力借助所述碟形弹簧(5)从所述压缩机叶轮(2)传递到所述第一轴承(18)上。

11.根据权利要求3所述的侧通道压缩机(1),其特征在于,壳体下部(8)具有围绕所述转动轴线(4)环绕的肩部(40),其中,所述第二轴承(22)位于所述压缩机叶轮(2)与所述环绕的肩部(40)之间,其中,所述第二轴承(22)尤其借助压配合相对于所述转动轴线(4)而言径向地与所述肩部(40)接触。

12.根据权利要求5所述的侧通道压缩机(1),其特征在于,所述第二轴承(22)仅具有轴承内环(42),其中,所述第二轴承(22)的滚动体(46)一方面在所述轴承内环(42)上滚动,另一方面直接在所述压缩机叶轮(2)的内直径上、尤其在经硬化的轴承滚道上滚动。

13.根据权利要求5所述的侧通道压缩机(1),其特征在于,所述第二轴承(22)仅具有轴承外环(44),其中,所述第二轴承(22)的滚动体(46)一方面在所述轴承外环(44)上滚动,另一方面直接在所述压缩机叶轮(2)的外直径上、尤其在经硬化的轴承滚道上滚动。

14.根据权利要求6和/或13所述的侧通道压缩机(1),其特征在于,所述第二轴承(22)位于所述压缩机叶轮(2)的外直径上,其中,所述第二轴承(22)相对于所述转动轴线(4)而言径向地位于所述压缩机叶轮(2)与所述壳体下部(8)之间。

燃料电池系统的用于输送和/或压缩气态介质的侧通道压缩机

技术领域

[0001] 本发明涉及一种用于燃料电池系统的侧通道压缩机,所述侧通道压缩机用于输送和/或压缩气态介质、尤其氢气,所述气态介质尤其设置用于在具有燃料电池驱动器的车辆中使用。

背景技术

[0002] 在汽车领域中,除了液态燃料之外,气态燃料在未来也越来越重要。尤其是在具有燃料电池驱动器的车辆中必须控制氢气流。在此,气体流不再如喷射液态燃料那样非连续地控制,而是将气态介质从至少一个高压罐中取出并且通过中间压力管线系统的流入管线引导到喷射器单元。该喷射器单元将气态介质经由低压管线系统的连接管线引导至燃料电池。在气态介质流经燃料电池之后,该气态介质经由回流管线被引回到喷射器单元。在此,可以在中间连接有侧通道压缩机,其在流动技术和效率技术上支持气体引回。此外,侧通道压缩机用于支持在燃料电池驱动器中建立流动,尤其是在车辆在一定的停车时间之后(冷)启动的情况下。这些侧通道压缩机的驱动通常通过电动机来进行,这些电动机在车辆中运行时通过车辆电池被供给电压。

[0003] 由DE 10 2010 035 039 A1已知一种用于燃料电池系统的侧通道压缩机,在该侧通道压缩机中输送和/或压缩气态介质、尤其是氢气。所述侧通道压缩机具有在壳体中环绕的压缩机叶轮,所述压缩机叶轮固定在驱动轴上并且由驱动器置于旋转中,并且因此以能围绕转动轴线转动的方式布置。此外,侧通道压缩机具有位于壳体中的压缩机空间,该压缩机空间具有至少一个环绕的侧通道。压缩机叶轮在此在其周边上具有布置在压缩机空间的区域中的输送室。此外,在壳体中分别布置有气体入口和气体出口,它们通过至少一个侧通道彼此流体连通。在此,壳体具有第一和第二止推面(**Anlauffläche**),其中,相应的止推面分别面向压缩机叶轮并且相对于转动轴线而言轴向延伸。压缩机叶轮具有第三和第四止推面,其中,相应的止推面分别面向壳体并且相对于转动轴线而言轴向延伸。在此,分别形成内轴向间隙和外轴向间隙,其中,内轴向间隙和外轴向间隙分别构造在壳体的第一止推面与压缩机叶轮的第四止推面之间,其中,内轴向间隙和外轴向间隙分别构造在壳体的第二止推面和压缩机叶轮的第三止推面之间。

[0004] 由DE 10 2010 035 039 A1已知的侧通道压缩机可能具有一定的缺点。由于压缩机叶轮借助第一轴承和第二轴承来支承,所述第一轴承和第二轴承都位于驱动轴上并且分别具有相同的轴承直径,其中,相应的轴承直径在结构上取决于驱动轴的直径,所以压缩机叶轮在转动时仅能够被相对不精确地导向,因为由于两个轴承在驱动轴上的布置而使压缩机叶轮相对于转动轴线的精确导向和压缩机叶轮的防倾斜变得困难。尤其是在输送运行期间出现相对于转动轴线而言轴向延伸的横向力的情况下,为了防止压缩机叶轮与壳体相对于转动轴线而言轴向地碰撞和/或相互干涉,壳体的至少一个相应的止推面与压缩机叶轮的相应止推面的间距必须相应大地选择,其中,不再可能遵守在构件之间的小间隙尺寸。由

此,不能够借助止推面之间的轴向间隙有效地且几乎完全地封闭压缩机空间,由此降低了侧通道压缩机的效率。

发明内容

[0005] 根据本发明,提出一种用于燃料电池系统的侧通道压缩机,所述侧通道压缩机用于输送和/或压缩气态介质、尤其是氢气。

[0006] 参照权利要求1,侧通道压缩机构造使得侧通道压缩机的可转动构件的支承通过第一轴承和第二轴承来实现,其中,第一轴承位于驱动轴与壳体之间,第二轴承位于压缩机叶轮与壳体之间。以这种方式,尤其在第二轴承相比于第一轴承具有更大的轴承直径的情况下,可以实现对压缩机叶轮的旋转的改进导向。此外,通过将第二轴承施加在压缩机叶轮上,可以实现压缩机叶轮的更精确的导向,尤其是抗倾斜的导向。在此,由侧通道压缩机的运行引起的、相对于转动轴线而言轴向延伸的横向力和冲击借助第二轴承直接从压缩机叶轮被导走到壳体中,由此防止压缩机叶轮和/或壳体通过由于横向力和冲击引起的构件相互碰撞而受损。此外,相对于转动轴线而言轴向地在压缩机叶轮和壳体之间延伸的、与功能相关的轴向间隙能够减小,该轴向间隙尤其是壳体的至少一个止推面与压缩机叶轮的各一个止推面的间距并且该轴向间隙引起压缩机空间的封装。由此可以减小构件之间的间隙尺寸。由此可以实现压缩机空间的改进封装,由此降低待输送的气态介质(尤其是氢气)的损失。此外,通过改进的封装可以保持气态介质的优化的流动速度。由此能够实现在侧通道压缩机中的气态介质的改进的输送和压缩并且提高侧通道压缩机的效率。

[0007] 通过在从属权利要求中所列举的措施,在权利要求1中所说明的泵的有利扩展方案是可能的。从属权利要求涉及本发明的优选改进方案。

[0008] 根据一种特别有利的构型,第一轴承实施为径向轴承,第二轴承实施为轴向轴承。以这种方式可以实现,更好地接收在侧通道压缩机的运行中出现的、从压缩机叶轮到轴承中的径向力和/或轴向力,其中,因此可以将这些出现的力更快地和/或更有效地从压缩机叶轮和/或驱动轴经由轴承导走,尤其导走到壳体中。在此,将径向力和轴向力分别分配到第一轴承和第二轴承上,其中,出现的径向力大部分被第一轴承接收,而仅小部分被第二轴承接收。然而,出现的径向力大部分被第二轴承接收,而仅小部分被第一轴承接收。因此,可以实现以下优点:出现的力不会使压缩机叶轮尤其在旋转时这样变形和/或相对于转动轴线而言轴向地和/或径向地偏转,使得压缩机叶轮在至少一个止推面的区域中与壳体接触和/或使得两个构件撞在一起。由此,可以提高轴承、压缩机叶轮、壳体和因此整个侧通道压缩机的使用寿命。另一方面,至少可以几乎防止压缩机叶轮与壳体之间的与功能相关的间隙分别增大或减小,由此即使在出现径向力和/或轴向力时也可以确保对侧通道压缩机的压缩机空间的有效封装。

[0009] 根据一种有利的改进方案,第一轴承实施为径向轴承,并且第二轴承实施为径向轴承。以这种方式,可以通过轴承实现改进的接收,并且因此实现恒定的和/或脉冲式出现的径向力和/或轴向力从压缩机叶轮中的更快导走。在此,实施为相应的径向轴承的第一和/或第二轴承也可以接收轴向力。在此,可以实现轴向力到第一和第二轴承上的均匀分布,由此能够提高轴承和/或压缩机叶轮的使用寿命。因此,以这种方式可以降低整个侧通道压缩机的失效概率。

[0010] 根据一种有利的构型,壳体具有壳体上部和壳体下部,其中,壳体下部具有围绕转动轴线环绕的柱形凸起,其中,相对于转动轴线而言轴向地延伸的、尤其是作用到第一轴承和/或第二轴承上的轴承预紧力借助间隔垫片来调设,其中,间隔垫片相对于转动轴线而言轴向地位于柱形凸起与壳体上部之间。以这种方式能够实现以下优点:以仅一个单个装配步骤将壳体下部与壳体上部连接,并且还以确定的轴承预紧力加载第一轴承和/或第二轴承。由此能够减少所需的装配时间并且可以节省装配成本。此外,在壳体下部上设置柱形凸起提供了以下优点:壳体下部在装配过程中在壳体上部上被导向,并且因此可以避免装配误差。由此能够降低侧通道压缩机的失效概率。此外,通过使用间隔垫片能够优化地调设压缩机叶轮与壳体下部之间和/或压缩机叶轮与壳体上部之间的与功能相关的间隙的间隙尺寸,从而可以实现对压缩机空间的改进封装,并且因此可以改进侧通道压缩机的效率。此外,为了考虑(尤其是相对于转动轴线而言的轴向的)公差尺寸,以及为了优化地调设第一轴承和/或第二轴承的轴承预紧力,仅需加工间隔垫片这个构件,而无需强制地加工壳体下部和/或压缩机叶轮和/或壳体上部等这些构件。以这种方式可以降低制造成本和/或加工成本和/或装配成本。

[0011] 根据一种特别有利的改进方案,借助壳体上部和壳体下部的连接、尤其是螺纹连接来产生轴承预紧力。在此,轴承预紧力相对于转动轴线而言轴向地从壳体下部传递到第二轴承上,从第二轴承传递到压缩机叶轮上,从压缩机叶轮传递到第一轴承上,并且从第一轴承传递到壳体上部上。以这种方式可以实现以下优点:与功能相关的间隙的间隙尺寸这样被调设、尤其是被调设为这样小,使得尽可能几乎没有水能够聚集在压缩机叶轮的相应的止推面与分别壳体上部和壳体下部之间、尤其是在与功能相关的间隙的区域中。由此可以防止在车辆停机的情况下在低的环境温度下在与功能相关的间隙的区域中形成冰桥。在车辆(冷)启动时,这种冰桥可能损坏侧通道压缩机的可运动的部件以及位于内部的表面,和/或可能将侧通道的压缩机叶轮这样阻塞在壳体中,使得侧通道压缩机完全不再能够运行或者仅能受限地运行。因此,通过侧通道压缩机的有利的构型可以提高侧通道压缩机的可靠性。

[0012] 根据一个有利的构型,压缩机叶轮在其背离转动轴线的外边缘、尤其外限界环上具有环形的、围绕转动轴线环绕的腹板,其中,第二轴承相对于转动轴线而言轴向地在背离第一轴承的一侧上位于环绕的腹板与壳体下部之间。以这种方式,能够实现压缩机叶轮在旋转运动期间的改进导向,其中,在运行期间出现的轴向力和径向力可以从压缩机叶轮经由布置在外边缘上的腹板被导出,其中,这些力被第二轴承接收。借助布置在压缩机叶轮的背离转动轴线的外边缘上的环绕的腹板,可以更好地经由腹板接收来自压缩机叶轮的、相对于转动轴线而言轴向延伸的力和/或倾斜力矩,并且可以通过第二轴承将其导走。第二轴承在此(尤其是与第二轴承在驱动轴上的布置相比)具有更大的直径,并且引起最大的补偿力矩,其中,该补偿力矩反作用于相对于转动轴线而言轴向延伸的力和/或来自压缩机叶轮的倾斜力矩。在此,第二轴承可以以相对小的反作用力来补偿来自压缩机叶轮的相对大的倾斜力矩,并且在此实现对压缩机叶轮的尽可能好的导向。由此,可以在旋转运行中实现压缩机叶轮的更恒定的且更精确的导向,其中,防止了两个构件由于压缩机叶轮相对于转动轴线而言轴向地偏转或倾斜而相互碰撞所造成的对压缩机叶轮和壳体的损坏。此外,可以实现压缩机叶轮的止推面与壳体的止推面的更小间距,并且因此实现构件之间的更小的间

隙尺寸,由此得到对压缩机空间的更好封装,并且因此改进侧通道压缩机的效率。

[0013] 根据一种特别有利的构型,压缩机叶轮在其内直径上具有带有轮毂支脚的压缩机叶轮轮毂,其中,压缩机叶轮借助轮毂支脚将相对于转动轴线而言轴向延伸的轴承预紧力传递到第一轴承上。以这种方式能够实现以下优点:第一轴承可以借助侧通道压缩机的紧凑的结构方式将轴承预紧力施加到第一轴承上。此外,通过压缩机叶轮的这种借助轮毂支脚将轴承预紧力引入轴承中的本发明构型,使得另外的构件变得多余,由此可以降低侧通道压缩机的复杂度并且可以降低装配成本和/或构件成本。此外,可以提高侧通道压缩机的使用寿命和效率,因为更少的构件被加载轴承预紧力并且因此可以降低摩擦和构件磨损。

[0014] 根据一种有利的构型,借助间隔垫片,除了轴承预紧力之外,还可以调设压缩机叶轮与壳体之间的第一间隙区域和/或第二间隙区域的间隙尺寸。以这种方式,可以更简单地调设与功能相关的、通过压缩机叶轮的止推面与壳体的止推面之间的相对于转动轴线而言轴向延伸的间距得出的间隙尺寸,因为在装配之前在测量压缩机叶轮的和壳体的相关尺寸之后仅需要相应地加工间隔垫片,尤其借助相应的材料去除来改变间隔垫片的厚度,以便调设优化的间隙尺寸。由此,能够降低压缩机叶轮和壳体的用于调设间隙尺寸的加工成本,并且因此降低加工成本。此外,在压缩机叶轮的止推面和壳体的止推面相应地实施为平行的情况下,能够实现减小的间隙尺寸,由此得到对压缩机空间的更好的封装,并且因此改进侧通道压缩机的效率。

[0015] 根据一种有利的改进方案,碟形弹簧位于壳体上部与第一轴承之间,其中,相对于转动轴线而言轴向延伸的轴承预紧力借助碟形弹簧从第一轴承传递到壳体上部上。以这种方式能够实现以下优点:碟形弹簧支撑在壳体上部和第一轴承上,并且轴承预紧力经由第一轴承、尤其经由轮毂支脚导入到压缩机叶轮中,并且因此将压缩机叶轮轴向地固定。由此可以至少在很大程度上防止压缩机叶轮的弯曲变形。由此能够提高第一轴承和压缩机叶轮的使用寿命,并且因此提高侧通道压缩机的使用寿命。此外,可以实现侧通道压缩机的紧凑的结构形式。

[0016] 根据一个特别有利的构型,碟形弹簧位于第一轴承与压缩机叶轮之间,其中,相对于转动轴线而言轴向延伸的轴承预紧力借助碟形弹簧从压缩机叶轮传递到第一轴承上。一方面,以这种方式尤其是在碟形弹簧围绕转动轴线锥形地构造的情况下能够使得碟形弹簧在面向第一轴承的一侧上将轴承预紧力尤其是相对于转动轴线而言轴向地直接导入到第一轴承中。另一方面,以这种方式能够使得锥形构造的碟形弹簧将相对于转动轴线而言轴向延伸的轴承预紧力在背离第一轴承的一侧上尤其是经由压缩机叶轮导入到第二轴承中。在此,贴靠在压缩机叶轮上的碟形弹簧的直径在该区域中与第二轴承的直径一致。由此能够实现以下优点:能够降低压缩机叶轮中的尤其是由轴承预紧力产生的弯曲力,由此能够降低整个侧通道压缩机的失效概率。

[0017] 根据一个有利的构型,壳体下部具有围绕转动轴线环绕的肩部,其中,第二轴承位于压缩机叶轮与环绕的肩部之间,其中,第二轴承尤其借助压配合相对于转动轴线而言径向地与肩部接触。以这种方式可以实现压缩机叶轮的、尤其相对于转动轴线而言径向的改进的径向导向,其中,第二轴承可以以其内直径在整个轴承宽度上支撑在壳体下部上,其中,第二轴承尤其借助压配合被压到壳体下部的肩部上。第二轴承以其外直径相对于转动轴线而言径向地与压缩机叶轮接触,其中,压缩机叶轮借助第二轴承在旋转运动的情况下

被导向和/或被支承。此外,第二轴承可以在压缩机叶轮的背离第一轴承的一侧上用作相对于转动轴线而言轴向延伸的止推部,以便也与碟形弹簧的弹簧力在轴向上相反地轴向地导向压缩机叶轮。这提供了以下优点:可以实现压缩机叶轮在壳体中的精确的轴向和径向导向,其中,在壳体的止推面与压缩机叶轮的止推面之间实现减小的间隙尺寸。由此能够实现对压缩机空间的更好的封装,并且因此改进侧通道压缩机的效率。

[0018] 根据一种特别有利的改进方案,第二轴承仅具有轴承内环,其中,第二轴承的滚动体一方面在轴承内环上滚动,另一方面直接在压缩机叶轮的内直径、尤其是经硬化的轴承滚道上滚动。以这种方式,可以节省第二轴承的轴承外环,由此减少侧通道压缩机的构件数量,并且因此降低复杂度。因此,能够降低侧通道压缩机的成本。此外,可以实现侧通道压缩机的更紧凑的结构方式,因为第二轴承相对于转动轴线在径向上要求更少的安装空间。此外,可以实现侧通道压缩机的更长的使用寿命,因为借助第二轴承可以实现压缩机叶轮的更好的导向。

[0019] 根据一种有利的构型,第二轴承仅具有轴承外环,其中,第二轴承的滚动体一方面在轴承外环上滚动,另一方面直接在压缩机叶轮的外直径、尤其经硬化的轴承滚道上滚动。此外,第二轴承位于压缩机叶轮的外直径上,其中,第二轴承相对于转动轴线而言径向地位于压缩机叶轮与壳体下部之间。以这种方式,可以节省第二轴承的轴承内环,由此减少侧通道压缩机的构件数量,并且因此降低复杂度。因此,能够降低侧通道压缩机的成本。此外,可以实现侧通道压缩机的更紧凑的结构方式,因为第二轴承相对于转动轴线在径向上通过省去轴承内环而要求更少的安装空间。此外,可以实现侧通道压缩机的更长的使用寿命,因为借助第二轴承可以实现压缩机叶轮的更好导向。此外,能够降低装配成本,因为压缩机叶轮可以与第二轴承一起装配在壳体下部中和/或推入到壳体下部中。

附图说明

[0020] 下面借助附图详细描述本发明。

[0021] 附图:

[0022] 图1示出根据本发明的第一实施例的侧通道压缩机的示意性剖面视图,

[0023] 图2以放大图示出侧通道压缩机的在图1中以A-A标出的剖面,

[0024] 图3示出根据本发明的第二实施例的侧通道压缩机的示意性剖面视图,

[0025] 图4示出根据本发明的第三实施例的侧通道压缩机的示意性剖面视图,

[0026] 图5示出根据本发明的第四实施例的侧通道压缩机的示意性剖面视图,

[0027] 图6示出根据本发明的第五实施例的侧通道压缩机的示意性剖面视图。

具体实施方式

[0028] 由根据图1的图示得到根据第一实施例的关于转动轴线4旋转对称地构造的根据本发明的侧通道压缩机1的纵剖面。

[0029] 侧通道压缩机1在此具有压缩机叶轮2,所述压缩机叶轮尤其构造为封闭的盘状压缩机叶轮2,并且以能围绕水平延伸的转动轴线4转动的方式支承在壳体3中。在此,驱动器6、尤其电驱动器6用作为压缩机叶轮2的转动驱动器。壳体3包括彼此连接的壳体上部7和壳体下部8,其中,壳体下部8形成环绕的柱形凸起32。此外,压缩机叶轮2抗扭地布置在驱动轴

9上并且被壳体上部7和壳体下部8包围。在此,壳体下部8具有第一止推面23,壳体上部7具有第二止推面25,并且压缩机叶轮2分别在沿转动轴线4的方向面向壳体上部7的一侧上具有第三止推面29。此外,压缩机叶轮2在沿转动轴线4的方向面向壳体上部8的一侧上具有第四止推面31。压缩机叶轮2具有内部的压缩机叶轮轮毂10,其中,压缩机叶轮轮毂10具有凹口,驱动轴9穿过该凹口被插入,其中,压缩机叶轮轮毂10尤其借助压配合与驱动轴9连接。此外,压缩机叶轮轮毂10在背离转动轴线4的一侧上环绕地通过轮毂支脚12被限界。在此,压缩机叶轮2在其内直径上具有带有轮毂支脚12的压缩机叶轮轮毂10,其中,压缩机叶轮2可以借助轮毂支脚12将相对于转动轴线4而言轴向延伸的轴承预紧力传递到第一轴承18上。压缩机叶轮2从轮毂支脚12向外远离转动轴线4地形成环绕的圆形轮毂盘13。此外,压缩机叶轮2形成在外侧衔接到轮毂盘13上的输送室28。压缩机叶轮2的该输送室28在壳体3的环绕的压缩机空间30中围绕转动轴线4环绕地延伸,其中,压缩机叶轮2和/或输送室28对称地沿着对称轴线48延伸,其中,对称轴线48正交于转动轴线4地布置。扭矩从驱动器6经由压缩机叶轮轮毂10传递到压缩机叶轮2上。在此,压缩机叶轮2被置于旋转运动中并且输送室28在旋转运动中围绕转动轴线4环绕地沿流动方向的方向运动穿过壳体3中的压缩机空间30(参见图2)。在此,已经处于压缩机空间30中的气态介质通过输送室28随着运动并且在此被输送和/或压缩。此外,在输送室28与至少一个侧通道19a、b之间发生气态介质的运动、尤其流动交换。在此,尤其通过压缩机叶轮2和/或侧通道19a、b的成型来形成循环流动26。此外,气态介质、尤其是来自燃料电池的未消耗的再循环介质经由气体入口14流入到侧通道压缩机1的压缩机空间30中和/或被供应给侧通道压缩机1和/或从位于气体入口14之前的区域中被抽吸。在此,气态介质在已经流动穿过侧通道压缩机1的气体出口16之后被导走并且尤其流动到燃料电池系统37的喷射泵。压缩机叶轮2在此形成在面向转动轴线4的一侧上限界输送室28的内限界环21和在背离转动轴线4的一侧上限界的外限界环27。在此,这些限界环21、27在压缩机空间30的区域中围绕转动轴线4环绕地延伸。

[0030] 此外,壳体3、尤其壳体上部7和/或壳体下部8在压缩机空间30的区域中具有至少一个环绕的侧通道19。在此,所述至少一个侧通道19在壳体3中沿转动轴线4的方向这样延伸,使得该侧通道在一侧或两侧相对于输送室28轴向延伸。侧通道19在此可以至少在壳体3的部分区域中围绕转动轴线4环绕地延伸,其中,在壳体3中未构造有侧通道19的部分区域中,中断区域15构造在壳体3中(参见图2)。

[0031] 驱动轴9以一端部相对于转动轴线4而言轴向地至少以万向节的方式与驱动器6连接。在此,第一轴承18在驱动轴9的外直径上轴向地位于驱动器6和压缩机叶轮2之间的区域中,尤其位于驱动器6与压缩机叶轮2的轮毂支脚12之间的区域中。此外,第一轴承18在此位于驱动轴9和壳体3之间。在一个可能的实施方式中,驱动轴9具有肩部,所述肩部从其施加有压缩机叶轮2的外直径区域开始沿轴向方向朝向两个轴端部延伸。除了作为径向轴承18的第一轴承18之外,驱动轴9和压缩机叶轮2的组合还由第二轴承22支承,其中,第二轴承22尤其位于壳体3和压缩机叶轮2之间。在此,第二轴承22在其内直径上与压缩机叶轮2的外限界环27接触。第二轴承22在此构造为径向轴承22或者构造为轴向轴承22。轴承18、22可以是滚动轴承18、22,尤其是球轴承28、22。因此,借助第一轴承18和第二轴承22来实现对侧通道压缩机1的可转动的构件的支承,其中,第一轴承18位于驱动轴9与壳体3之间,并且第二轴承22位于压缩机叶轮2与壳体3之间。

[0032] 驱动器6可以在其表面上具有冷却肋,这些冷却肋引起热能到周围环境中的改进的排出。热量在驱动器6中这样出现,使得通过驱动压缩机叶轮2而产生多余的热能,所述热能尤其作为摩擦热或感应式磁热而存在。由于驱动器6的冷却肋,该热量能够向周围环境更快地被排出,因为驱动器6由于冷却肋而具有增大的表面。

[0033] 此外,在图1中示出,驱动器6具有相对于转动轴线4而言轴向延伸的转子17,其中,转子17力锁合地和/或形状锁合地与驱动轴9连接,尤其借助压配合来连接。通过使用转子壳体41实现转子17相对于环境影响和/或相对于来自外部的湿气和污染物的封装。此外,通过使用转子壳体41防止氢气从侧通道压缩机1逸出到周围环境中。此外,驱动器6具有围绕转动轴线4环绕的定子11,其中,定子11布置在转子17之外和/或围绕转子17环绕地布置,和/或转子17位于定子11的内直径之内。通过对定子11通电,可以驱动转子17并且尤其将其置于旋转运动中。通过使用定子壳体39实现定子11相对于环境影响和/或相对于来自外部的湿气和污染的封装。转子壳体41和/或定子壳体39在此能够固定在侧通道压缩机1的壳体3上,尤其是螺纹连接到壳体3上。此外,壳体3、尤其壳体下部8形成气体入口14和气体出口16。在此,气体入口14和气体出口16尤其通过至少一个侧通道19彼此流体连通。

[0034] 由于壳体3的相应的止推面23、25、29、31与压缩机叶轮2的配对,在压缩机叶轮2与壳体上部7之间并且在压缩机叶轮2与壳体下部之间分别形成外轴向间隙43和内轴向间隙45。

[0035] 此外,在图1中示出,借助相应的轴向间隙43、45实现了输送室28的封装和/或相应的侧通道19a、b彼此间的封装,和/或相应的侧通道19a、b相对于壳体3的关于转动轴线4径向位于内部的区域50和/或关于转动轴线4径向位于外部的区域52的封装。在侧通道压缩机1的确定的运行状况下,气态介质可以至少暂时地至少部分且略微地从至少一个侧通道19运动穿过到位于外部的区域52中。通过封装防止气态介质从输送室28的区域和/或侧通道19a、b侵入到侧通道压缩机1的位于内部的区域50和/或位于外部的区域52中。由此还防止驱动器6和/或轴承18、22和/或驱动轴9这些构件受损。在电驱动器6的情况下,水或氢气这些较重的组成部分的侵入可能导致短路和/或导致驱动器6的电构件或软磁性构件损坏。这可能限制整个侧通道压缩机1的运行,甚至导致失效。此外,借助轴向间隙43、45可以提高侧通道压缩机1的效率,相应的轴向间隙43、45的尺寸越小,侧通道压缩机1的可实现的效率则越高。

[0036] 如图1所示,碟形弹簧5相对于转动轴线而言轴向地布置在壳体上部7与第一轴承18之间。在另外的实施例中,碟形弹簧5也可以位于第一轴承18、第二轴承22、压缩机叶轮2与壳体3、尤其是壳体上部7或壳体下部8之间。借助碟形弹簧5,第一轴承18和/或第二轴承22设有轴承预紧力,其中,尤其碟形弹簧5位于壳体上部7与第一轴承18之间,其中,相对于转动轴线4而言轴向延伸的轴承预紧力借助碟形弹簧5从第一轴承18传递到壳体上部7上。

[0037] 此外,在图1中示出,环绕的柱形凸起32沿转动轴线4的方向伸入到壳体上部7的凹口中。在此,环绕的柱形凸起32具有沿转动轴线4的方向并面向壳体上部7的第一贴靠面33。在一个替代的实施方式中,柱形凸起32也可以位于壳体上部7上并且伸入到壳体下部8的凹口中。此外,间隔垫片35可以位于环绕的柱形凸起32的第一贴靠面33与壳体上部7的第二止推面25之间。在一个示例性的实施方式中,尤其作用到第一轴承18和/或第二轴承22上的、相对于转动轴线4而言轴向延伸的轴承预紧力可以借助该间隔垫片35来调设,其中,间隔垫

片35相对于转动轴线4而言轴向地位于柱形凸起32与壳体上部7之间。因此,通过在装配之前对间隔垫片35的表面进行相应的加工,可以调设壳体下部8与壳体上部7、尤其是第一止推面23与第二止推面25彼此间的间距,其方式是,改变间隔垫片35的沿转动轴线4的方向延伸的尺寸。由此也可以调设壳体上部7的第二止推面25与压缩机叶轮2的第三止推面29的间距以及壳体下部8的第一止推面23与压缩机叶轮2的第四止推面31的间距。在此,轴承预紧力借助壳体上部7与壳体下部8的连接、尤其是螺纹连接来产生,其中,该轴承预紧力相对于转动轴线4而言轴向地从壳体下部8传递到第二轴承22上,从第二轴承22传递到压缩机叶轮2上,从压缩机叶轮2传递到第一轴承18上,并且从第一轴承18传递到壳体上部7上。此外,借助间隔垫片35,除了轴承预紧力之外还可以调设压缩机叶轮2与壳体3之间的第一间隙区域43和/或第二间隙区域45的间隙尺寸,由此能够实现压缩机空间30的改进的封装。通过改进的封装,可以减少要输送的气态介质(尤其是氢气)从压缩机空间30中的损失。

[0038] 此外,在图1中示出,压缩机叶轮2在其背离转动轴线4的外边缘上、尤其在外限界环27上具有围绕转动轴线4环绕的环形的腹板38。第二轴承22在此相对于转动轴线4而言轴向地位于环绕的腹板38与壳体下部8之间。借助压缩机叶轮2上的环绕的腹板38,相对于转动轴线4而言轴向延伸的力能够借助尤其构造为轴向轴承的第二轴承22被导走到壳体3中,尤其是壳体下部8中。此外,压缩机叶轮2能够以其轮毂支脚12从第一轴承18接收相对于转动轴线4而言轴向延伸的轴承预紧力。在此,第二止推面34相对于转动轴线而言轴向地位于第一轴承18与轮毂支脚12之间。此外,腹板38的相对于转动轴线4而言轴向延伸的厚度可以借助去除式加工来这样匹配,使得可以实现对压缩机叶轮2的优化导向,其方式是,腹板38也能够匹配于第二轴承22的不同轴承宽度24。

[0039] 此外,在图1中示出,第二轴承22具有平均轴承直径36,其中,第二轴承22的平均轴承直径36在该第一实施例中大于第一轴承18的平均轴承直径36。由此可以实现压缩机叶轮2的改进的并且更精确的导向。

[0040] 图2以放大图示出侧通道压缩机1的在图1中以A-A标出的剖面,其中示出壳体下部8、气体入口14、气体出口16、中断区域15、侧通道19和(未示出的压缩机叶轮2的)转动方向20。

[0041] 如图2所示,中断区域15围绕转动轴线4环绕地位于壳体3中,尤其是位于气体入口14与气体出口16之间。气态介质由压缩机叶轮2来输送和/或在此从气体入口14流动至气体出口16,并且在此至少部分地穿流过侧通道19。在此,随着沿转动方向20从气体入口14到气体出口16进展的流转,气态介质的压缩和/或压力和/或流动速度在输送室28中、尤其在压缩机叶轮2的输送室28中和在侧通道19中被提高。通过中断区域15引起压力侧和抽吸侧的分开,其中,抽吸侧位于气体入口14的区域中,并且压力侧位于气体出口16的区域中。

[0042] 图3示出了根据第二实施例的相对于转动轴线4旋转对称地构造的侧通道压缩机1的纵剖面。在此示出,第一轴承18在壳体上部7中位于压缩机叶轮2的面向驱动器6的一侧上。第一轴承18在此在其内直径上与驱动轴9接触。在此,第一轴承18可以相对于转动轴线4而言轴向地与驱动轴9贴靠或者借助压配合与驱动轴9连接。第一轴承18以外直径与壳体上部7接触,其中,第一轴承18可以被压入到壳体上部7中。在面向驱动器6的端侧上,第一轴承至少部分地与壳体上部7的肩部接触,尤其是与轴承外环接触。此外,第一轴承18在背离驱动器6的端面上与碟形弹簧5接触,尤其是以该第一轴承的轴承内环和/或轴承外环接触。在

此,碟形弹簧将轴承预紧力施加到第一轴承18上。在该第二实施例中,具有轮毂支脚12的压缩机叶轮轮毂10在背离驱动器6的一侧上布置在压缩机叶轮2上。此外,第二轴承22以其外直径与压缩机叶轮2贴靠,尤其是与压缩机叶轮2的内限位环21的内直径贴靠。相对于转动轴线4而言轴向地,第二轴承22在面向驱动器6的一侧上与压缩机叶轮2的轮毂盘13接触并且在背离驱动器6的一侧上与壳体下部8接触。在此,碟形弹簧5可以相对于转动轴线4而言轴向地至少间接地经由压缩机叶轮2将轴承预紧力传递到第二轴承22上。第二轴承22在侧通道压缩机1的该第二实施例中形成平均轴承直径36,其中,该平均轴承直径36小于在第一实施例中的平均轴承直径。在该第二实施例中,间隔垫片35也可以位于环绕的柱形凸起32的第一贴靠面33与壳体上部7的第二止推面25之间。尤其作用到第一轴承18和/或第二轴承22上的、相对于转动轴线4而言轴向延伸的轴承预紧力可以借助该间隔垫片35来调设,其中,间隔垫片35相对于转动轴线4而言轴向地位于柱形凸起32与壳体上部7之间。此外,对于下面的实施例也可以借助间隔垫片35来实现轴承预紧力的调设。

[0043] 图4示出了根据第三实施例的根据本发明的侧通道压缩机1的示意性剖视图。在此,壳体下部8具有围绕转动轴线4环绕的肩部40,其中,第二轴承22位于压缩机叶轮2与环绕的肩部40之间,其中,第二轴承22尤其借助压配合相对于转动轴线4而言径向地与肩部40接触。第二轴承22以其内直径和/或以其背离驱动器6的端面与壳体下部8接触,并且第二轴承22以其外直径与压缩机叶轮2贴靠,尤其是与压缩机叶轮2的内限位环21的内直径贴靠。在此,第二轴承22可以构造为径向轴承22。

[0044] 在图5中示出,侧通道压缩机1具有肩部40,类似于图4中描述的肩部40。在此,第二轴承22仅具有轴承内环42,其中,第二轴承22的滚动体46一方面在轴承内环42上滚动,另一方面直接在压缩机叶轮2的内直径上、尤其在经硬化的轴承滚道上滚动。因此,在该第四实施例中能够节省第二轴承22的轴承外环44,其中,降低了侧通道压缩机1的复杂度。经硬化的轴承滚道直接被施加到压缩机叶轮2的内限位环21的内直径上,尤其施加到内限位环21的面向转动轴线4的区域上,由此第二轴承22的轴承外环44被弃用。该实施方式的另一优点是,由于更少的构件而简化了装配和减少了运动质量。在此,碟形弹簧5可以相对于转动轴线4而言轴向地至少间接地经由压缩机叶轮2将轴承预紧力传递到第二轴承22上,其中,碟形弹簧5位于第一轴承18与压缩机叶轮2、尤其是压缩机叶轮2的轮毂盘13之间。第二轴承22在侧通道压缩机1的该第四实施例中形成平均轴承直径36,其中,该平均轴承直径36至少近似地相应于内限位环21的内直径。

[0045] 图6示出,第二轴承22位于压缩机叶轮2的外直径上,其中,第二轴承22相对于转动轴线4而言径向地位于压缩机叶轮2与壳体下部8之间。在此,在侧通道压缩机1的该第五实施例中,第二轴承22仅具有轴承外环44,其中,第二轴承22的滚动体46一方面在轴承外环44上滚动,另一方面直接在压缩机叶轮2的外直径、尤其是经硬化的轴承滚道上滚动。因此,在该第五实施例中能够节省第二轴承22的轴承内环42,其中,降低了侧通道压缩机1的复杂度。经硬化的轴承滚道直接移位到压缩机叶轮2的外限位环27的外直径上,由此第二轴承22的轴承内环42被弃用。该实施方式的另一优点是,由于更少的构件而简化了装配并且减少了运动质量。在此,碟形弹簧5布置在壳体上部7与第一轴承18之间,其中,第一轴承18在背离壳体上部7的一侧上与压缩机叶轮2的轮毂支脚12接触。因此,碟形弹簧5可以相对于转动轴线4而言轴向地至少间接地经由第一轴承18和压缩机叶轮2的轮毂支脚12将轴承预紧力传

递到第二轴承22上,其中,碟形弹簧5位于第一轴承18与压缩机叶轮2、尤其压缩机叶轮2的轮毂盘13之间。

[0046] 在压缩机叶轮2具有环绕的腹板38并且第二轴承22尤其实施为径向轴承的上述实施例的另一实施方式中,环绕的腹板38在此可以沿对称轴线48的方向阶梯式地实施,使得腹板38或者作用到轴承内环42上或者作用到轴承外环44上。在此,壳体下部8可以附加地沿对称轴线48的方向阶梯式地实施,使得壳体下部8或者作用到轴承内环42上或者作用到轴承外环44上。

[0047] 本发明不限于这里描述的实施例和其中强调的方面。相反,在通过权利要求给出的范围内能够实现处于本领域技术人员处理范围内的多种改型方案。

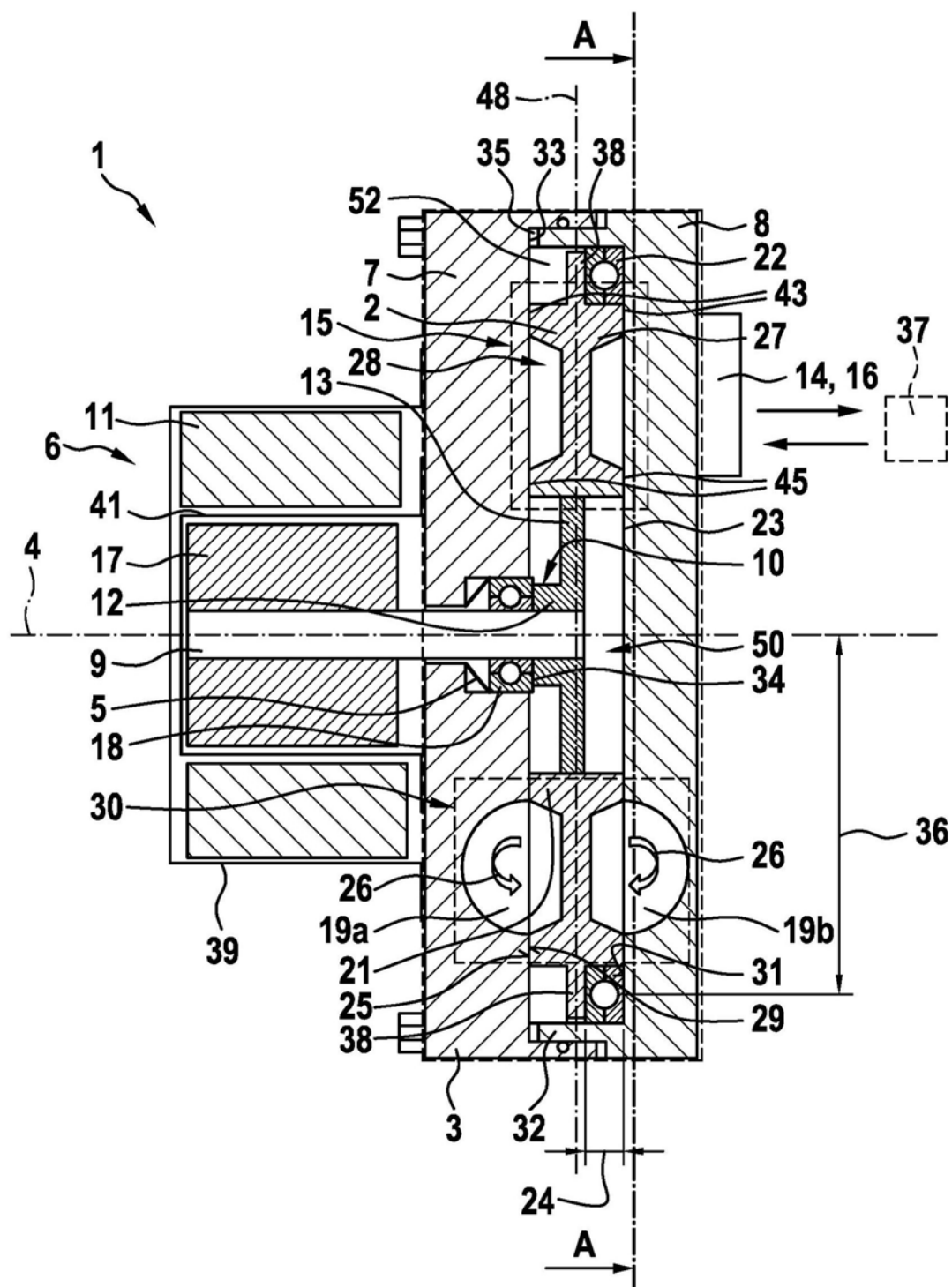


图1

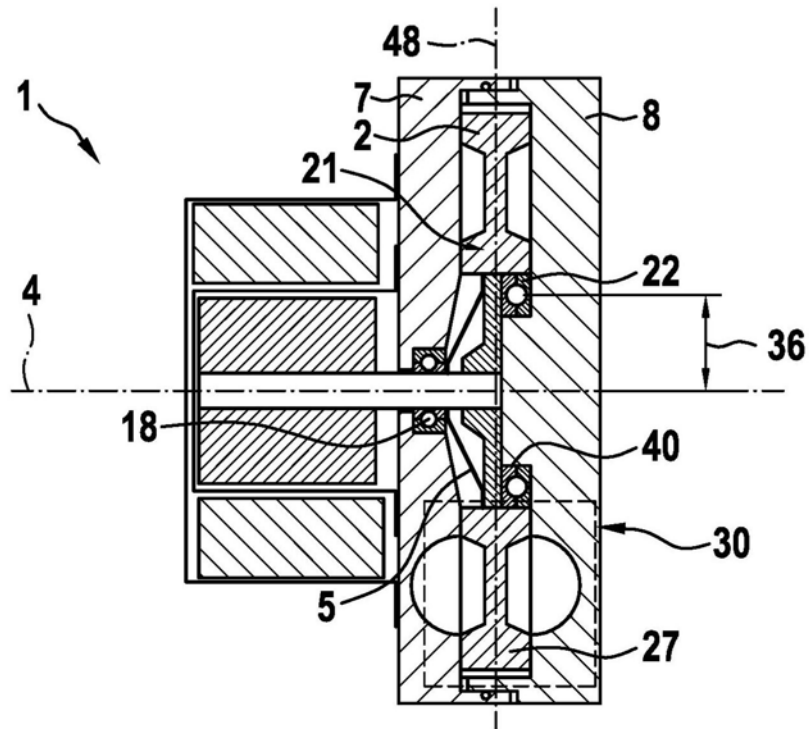


图4

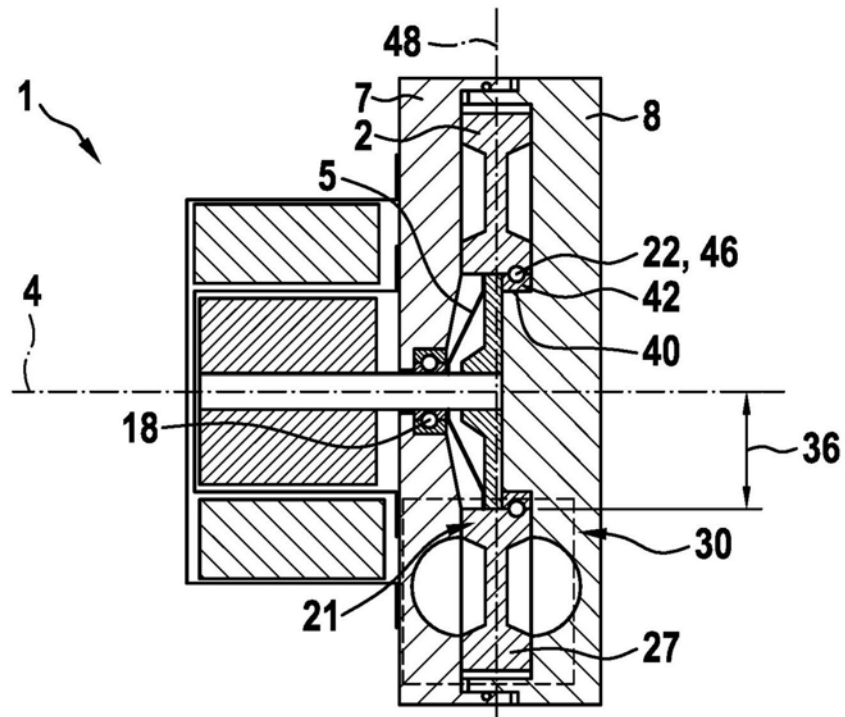


图5

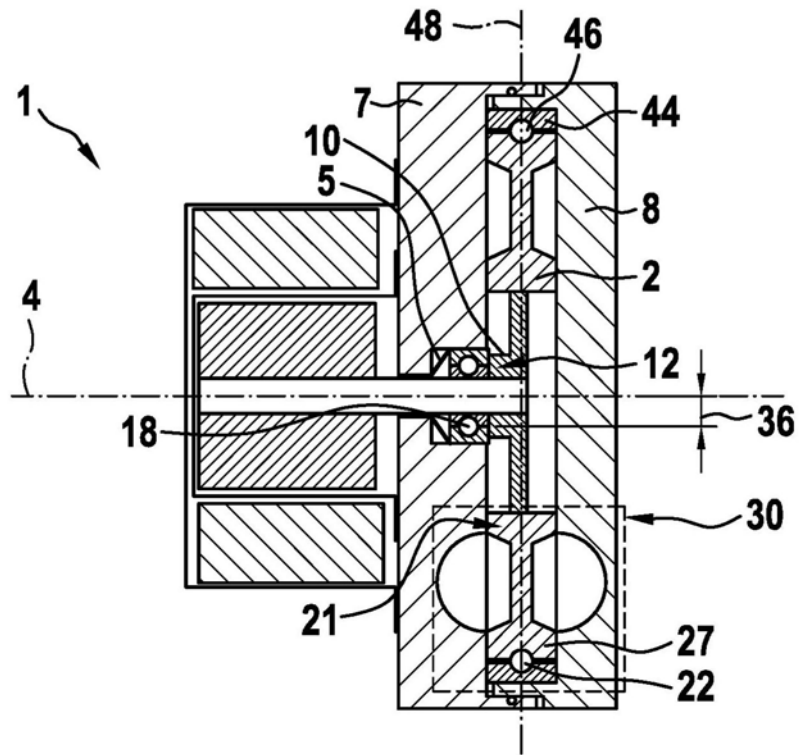


图6