



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 103827500 B

(45) 授权公告日 2016.06.08

(21) 申请号 201280046586.4

F04C 23/00(2006.01)

(22) 申请日 2012.09.20

(56) 对比文件

(30) 优先权数据

2011-215028 2011.09.29 JP

2012-167189 2012.07.27 JP

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

2014.03.25

(86) PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2012/074008 2012.09.20

(87) PCT国际申请的公布数据

W02013/047307 JA 2013.04.04

(73) 专利权人 东芝开利株式会社

地址 日本神奈川县

(72) 发明人 平山卓也

(74) 专利代理机构 永新专利商标代理有限公司

72002

代理人 夏斌

(51) Int. Cl.

F04C 29/06(2006.01)

JP 特开 2007-77825 A, 2007.03.29,
CN 101169116 A, 2008.04.30,
JP 平 1-301984 A, 1989.12.06,
CN 1676938 A, 2005.10.05,
CN 101684792 A, 2010.03.31,
CN 102046981 A, 2011.05.04,
JP 平 2-230994 A, 1990.09.13,
JP 特开平 10-213087 A, 1998.08.11,

审查员 戴小伟

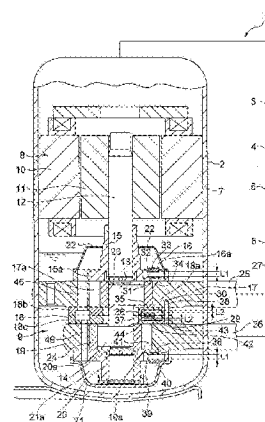
权利要求书2页 说明书11页 附图4页

(54) 发明名称

封闭式压缩机以及制冷循环装置

(57) 摘要

本发明提供封闭式压缩机以及制冷循环装置。收容于封闭壳体内部的压缩机构部具有第一缸、第二缸以及位于其之间的隔板。作为在第一缸室内被压缩的工作流体的排出口,具有形成于第一轴承的第一轴承排出口以及形成于隔板的第一隔板排出口,作为在第二缸室内被压缩的工作流体的排出口,具有形成于第二轴承的第二轴承排出口以及形成于隔板的第二隔板排出口。第一隔板排出口的截面积设定为小于第一轴承排出口的截面积,第二隔板排出口的截面积设定为小于第二轴承排出口的截面积。



1. 一种封闭式压缩机, 具备封闭壳体、收容于上述封闭壳体内的电动机部以及收容于上述封闭壳体内并由与上述电动机部连结的旋转轴驱动的压缩机构部, 其特征在于,

上述压缩机构部为, 具备沿着上述旋转轴的轴向依次设置的第一轴承、第一缸、隔板、第二缸以及第二轴承, 在两端由上述第一轴承和上述隔板封闭的上述第一缸内形成有对工作流体进行压缩的第一缸室, 在两端由上述隔板和上述第二轴承封闭的上述第二缸内形成有对工作流体进行压缩的第二缸室, 将在上述第一缸室内被压缩的工作流体和在上述第二缸室内被压缩的工作流体向上述封闭壳体内的空间排出,

在上述隔板的内部形成有与上述封闭壳体内的空间连通的隔板内空间,

作为将在上述第一缸室内被压缩的工作流体向上述封闭壳体内的空间排出的排出口, 具有形成于上述第一轴承的第一轴承排出口和形成于上述隔板的第一隔板排出口,

作为将在上述第二缸室内被压缩的工作流体向上述封闭壳体内的空间排出的排出口, 具有形成于上述第二轴承的第二轴承排出口和形成于上述隔板的第二隔板排出口,

上述第一隔板排出口的截面积形成为小于上述第一轴承排出口的截面积, 上述第二隔板排出口的截面积形成为小于上述第二轴承排出口的截面积,

对上述第一隔板排出口进行开闭的排出阀的最大开度被设定为小于对上述第一轴承排出口进行开闭的排出阀的最大开度, 对上述第二隔板排出口进行开闭的排出阀的最大开度被设定为小于对上述第二轴承排出口进行开闭的排出阀的最大开度。

2. 如权利要求1所述的封闭式压缩机, 其特征在于,

在上述旋转轴上形成有偏心部以及偏心部间连结部, 该偏心部位于上述第一缸室、上述第二缸室内并且从上述旋转轴的旋转中心偏心, 在其外周部嵌合有辊, 该偏心部间连结部位于这些偏心部之间并与上述旋转轴的旋转中心同心, 将沿着上述旋转轴的轴向被分割的多个分割隔板连结而形成上述隔板, 并且在该隔板上形成有供上述偏心部间连结部插通的插通部, 在将上述偏心部的半径尺寸设为“ R_c ”、将上述插通部的内径尺寸设为“ D_p ”、将从上述旋转轴的旋转中心到上述偏心部的中心为止的偏心量设为“ e ”时, 上述偏心部间连结部形成为半径尺寸“ R_j ”大于“ $D_p - R_c - e$ ”且小于“ $D_p/2$ ”的圆柱状,

在上述偏心部间连结部的外周部且与上述偏心部对置的部位形成有退让部, 该退让部为不比上述偏心部更向外周方向伸出的形状、且沿着上述旋转轴的轴向的尺寸小于上述隔板的厚度尺寸。

3. 如权利要求1所述的封闭式压缩机, 其特征在于,

上述第一缸配置于上述第二缸的上方, 设置有与上述第一轴承排出口连通的第一消声室以及与上述第二轴承排出口连通的第二消声室, 设置有将上述隔板内空间与上述第一消声室连通的第一排出流路以及将上述隔板内空间与上述第二消声室连通的第二排出流路, 上述第一排出流路的截面积形成为大于上述第二排出流路的截面积。

4. 如权利要求1所述的封闭式压缩机, 其特征在于,

将沿着上述旋转轴的轴向被分割成两个的分割隔板连结而形成上述隔板, 在一方的上述分割隔板上设置有两端突出的定位部件, 在另一方的上述分割隔板和上述第一缸、或者在另一方的上述分割隔板和上述第二缸上形成有供上述定位部件卡合的卡合部。

5. 如权利要求2所述的封闭式压缩机, 其特征在于,

上述退让部形成于沿着上述旋转轴的轴向的安装上述电动机部一侧和其相反侧, 上述

退让部的沿着上述旋转轴的轴向的尺寸形成为,位于安装上述电动机部一侧的一方的上述退让部大于位于其相反侧的另一方的上述退让部。

6.一种制冷循环装置,具备:权利要求1至5中任一项所述的封闭式压缩机;与上述封闭式压缩机连接的冷凝器;与上述冷凝器连接的膨胀装置;以及连接在上述膨胀装置与上述封闭式压缩机之间的蒸发器。

封闭式压缩机以及制冷循环装置

技术领域

[0001] 本发明的实施方式涉及封闭式压缩机以及使用该封闭式压缩机的制冷循环装置。

背景技术

[0002] 例如,已知下述专利文献1、2所记载的封闭式压缩机,该封闭式压缩机为,在封闭壳体内收容电动机部以及由与该电动机部连结的旋转轴驱动的压缩机构部,在压缩机构部经由隔板设置上下一对缸,在形成于各缸内的缸室内对气体制冷剂(工作流体)进行压缩,将压缩后的气体制冷剂向封闭壳体内部的空间排出。

[0003] 在专利文献1所记载的封闭式压缩机中,在隔板上形成排出口,将在缸室内压缩后的气体制冷剂从该排出口向封闭壳体内部的空间排出。

[0004] 在专利文献2所记载的封闭式压缩机中,在轴支承旋转轴的轴承和隔板上形成排出口,将在缸室内压缩后的气体制冷剂从这些排出口向封闭壳体内部的空间排出。

[0005] 现有技术文献

[0006] 专利文献

[0007] 专利文献1:日本特开平10-213087号公报

[0008] 专利文献2:国际公开2009/145232号

发明内容

[0009] 发明要解决的课题

[0010] 但是,专利文献1所记载的封闭式压缩机为,排出口仅形成于隔板,因此随着气体制冷剂的排出量变多而气体制冷剂通过排出口时的压力损失变大,封闭式压缩机的性能降低。

[0011] 专利文献2所记载的封闭式压缩机为,排出口形成于隔板和轴承,因此即便在气体制冷剂的排出量变多的情况下,也能够抑制气体制冷剂通过排出口时的压力损失。但是,专利文献2未记载形成于隔板的排出口的截面积以及形成于轴承的排出口的截面积。当形成于隔板的排出口的截面积与形成于轴承的排出口的截面积相同时,为了抑制从隔板的排出口向形成于隔板内部的消声室内排出的气体制冷剂的压力波动,需要使隔板的消声室的容积与用于从轴承的排出口排出的气体制冷剂的消声室的容积相等,而隔板变厚。当隔板变厚时,与此相伴轴承间的间隔变大,产生旋转轴相对于轴承的一端接触、旋转轴的挠曲。旋转轴相对于轴承的一端接触、旋转轴的挠曲,成为使封闭式压缩机的性能降低的一个原因。

[0012] 此外,具有隔板的封闭式压缩机为,在旋转轴上形成有一对偏心部,在该偏心部之间形成有偏心部间连结部,在隔板的中央形成有供该偏心部间连结部插通的插通部。此处,在对隔板形成了排出口、消声室的情况下,沿着旋转轴的轴向的隔板的厚度尺寸变大。而且,由于隔板的厚度尺寸变大,因此沿着旋转轴的轴向的偏心部间连结部的长度尺寸变大,在旋转轴的旋转时该偏心部间连结部容易产生挠曲,旋转轴的刚性降低。

[0013] 为了防止偏心部间连结部的挠曲而提高旋转轴的刚性,可以考虑增大偏心部间连

结部的直径。但是,为了确保隔板内的消声室的容积而不能增大插通部的直径,而插通部的大小被限制,由此使偏心部间连结部大径化的情况被限制。

[0014] 本发明的目的在于,鉴于上述现有技术而提供一种封闭式压缩机以及使用该封闭式压缩机的制冷循环装置,能够抑制在缸室中被压缩的工作流体通过排出口时的压力损失,并且能够抑制从隔板的排出口排出的工作流体的压力波动而实现隔板的薄型化,而且能够使旋转轴的偏心部间连结部大径化而提高旋转轴的刚性。

[0015] 用于解决课题的手段

[0016] 根据为了实现上述目的而提供的本发明实施方式的封闭式压缩机,具备封闭壳体、收容于上述封闭壳体内的电动机部以及收容于上述封闭壳体内并由与上述电动机部连结的旋转轴驱动的压缩机构部,其特征在于,

[0017] 上述压缩机构部为,具备沿着上述旋转轴的轴向依次设置的第一轴承、第一缸、隔板、第二缸以及第二轴承,在两端由上述第一轴承和上述隔板封闭的上述第一缸内形成有对工作流体进行压缩的第一缸室,在两端由上述隔板和上述第二轴承封闭的上述第二缸内形成有对工作流体进行压缩的第二缸室,将在上述第一缸室内被压缩的工作流体和在上述第二缸室内被压缩的工作流体向上述封闭壳体内的空间排出,

[0018] 在上述隔板的内部形成有与上述封闭壳体内的空间连通的隔板内空间,

[0019] 作为将在上述第一缸室内被压缩的工作流体向上述封闭壳体内的空间排出的排出口,具有形成于上述第一轴承的第一轴承排出口和形成于上述隔板的第一隔板排出口,

[0020] 作为将在上述第二缸室内被压缩的工作流体向上述封闭壳体内的空间排出的排出口,具有形成于上述第二轴承的第二轴承排出口和形成于上述隔板的第二隔板排出口,

[0021] 上述第一隔板排出口的截面积形成为小于上述第一轴承排出口的截面积,上述第二隔板排出口的截面积形成为小于上述第二轴承排出口的截面积。

[0022] 在上述实施方式中优选为,在上述旋转轴上形成有偏心部以及偏心部间连结部,该偏心部位于上述第一、第二缸室内并且从上述旋转轴的旋转中心偏心,在其外周部嵌合有辊,该偏心部间连结部位于这些偏心部之间并与上述旋转轴的旋转中心同心,将沿着上述旋转轴的轴向被分割的多个分割隔板连结而形成上述隔板,并且在该隔板上形成有供上述偏心部间连结部插通的插通部,在将上述偏心部的半径尺寸设为“ R_c ”、将上述插通部的内径尺寸设为“ D_p ”、将从上述旋转轴的旋转中心到上述偏心部的中心为止的偏心量设为“ e ”时,上述偏心部间连结部形成为半径尺寸“ R_j ”大于“ $D_p - R_c - e$ ”且小于“ $D_p/2$ ”的圆柱状,在上述偏心部间连结部的外周部且与上述偏心部对置的部位形成有退让部,该退让部为不比上述偏心部更向外周方向伸出的形状、且沿着上述旋转轴的轴向的尺寸小于上述隔板的厚度尺寸。

[0023] 在上述实施方式中优选为,对上述第一隔板排出口进行开闭的排出阀的最大开度被设定为小于对上述第一轴承排出口进行开闭的排出阀的最大开度,对上述第二隔板排出口进行开闭的排出阀的最大开度被设定为小于对上述第二轴承排出口进行开闭的排出阀的最大开度。

[0024] 在上述实施方式中优选为,上述第一缸配置于上述第二缸的上方,设置有与上述第一轴承排出口连通的第一消声室以及与上述第二轴承排出口连通的第二消声室,设置有将上述隔板内空间与上述第一消声室连通的第一排出流路以及将上述隔板内空间与上述

第二消声室连通的第二排出流路,上述第一排出流路的截面积形成为大于上述第二排出流路的截面积。

[0025] 在上述实施方式中优选为,将沿着上述旋转轴的轴向被分割成两个的分割隔板连结而形成上述隔板,在一方的上述分割隔板上设置有两端突出的定位部件,在另一方的上述分割隔板和上述第一缸、或者在另一方的上述分割隔板和上述第二缸上形成有供上述定位部件卡合的卡合部。

[0026] 并且,在上述实施方式中优选为,上述退让部形成于沿着上述旋转轴的轴向的安装上述电动机部一侧和其相反侧,上述退让部的沿着上述旋转轴的轴向的尺寸形成为,位于安装上述电动机部一侧的一方的上述退让部大于位于其相反侧的另一方的上述退让部。

[0027] 此外,根据本发明的其他方式,提供一种制冷循环装置,具备:上述实施方式的封闭式压缩机;与上述封闭式压缩机连接的冷凝器;与上述冷凝器连接的膨胀装置;以及连接在上述膨胀装置与上述封闭式压缩机之间的蒸发器。

[0028] 发明的效果

[0029] 根据具有上述特征的本发明实施方式的封闭式压缩机,能够抑制在缸室内被压缩的工作流体通过排出口时的压力损失,并且能够抑制从隔板的排出口排出的工作流体的压力波动而实现隔板的薄型化,而且能够使旋转轴的偏心部间连结部大径化而提高旋转轴的刚性。此外,使用该封闭式压缩机的制冷循环装置具有制冷精度良好的更紧凑的构成。

附图说明

[0030] 图1是包括本发明第一实施方式的封闭式压缩机的制冷循环装置的局部截面概略图。

[0031] 图2是表示本发明第二实施方式的封闭式压缩机的一部分的纵截面图。

[0032] 图3包括图3A-图3D,其分别是表示向偏心部间连结部件的外周部组装隔板的顺序的说明图。

[0033] 图4是表示本发明第三实施方式的封闭式压缩机的一部分的纵截面图。

具体实施方式

[0034] (第一实施方式)

[0035] 根据图1对第一实施方式进行说明。如图1所示,制冷循环装置1具有封闭式压缩机2、与封闭式压缩机2连接的冷凝器3、与冷凝器3连接的膨胀装置4、与膨胀装置4连接的蒸发器5以及连接在蒸发器5和封闭式压缩机2之间的蓄能器6。

[0036] 在该制冷循环装置1中,作为工作流体的制冷剂在气体状的气体制冷剂和液体状的液体制冷剂之间进行相变的同时进行循环,在从气体制冷剂相变为液体制冷剂的过程中放热,在从液体制冷剂相变为气体制冷剂的过程中吸热,利用该放热、吸热来进行供暖、制冷、加热、冷却等。

[0037] 封闭式压缩机2具有形成为近似圆筒状的气密状态的封闭壳体7,在该封闭壳体7内收容有电动机部8和对气体制冷剂进行压缩的压缩机构部9。封闭壳体7将圆筒的中心朝向上下方向设置,在封闭壳体7内的上方侧配置有电动机部8,在其下方配置有压缩机构部9。在封闭壳体7内的底部贮存有润滑油。封闭壳体7内的空间充满由压缩机构部9压缩后的

高压的气体制冷剂。

[0038] 电动机部8具有定子10、转子11以及旋转轴12。定子10形成圆筒状,通过热套、压入或者焊接等固定于封闭壳体7的内周部。转子11能够旋转地插入于定子10的内侧,在转子11的中心部嵌合有旋转轴12,旋转轴12与转子11一体地进行旋转。

[0039] 在旋转轴12上形成有朝向该旋转轴12的外周侧伸出的两个圆柱状的偏心部13、14。这些偏心部13、14形成于沿着旋转轴12的轴向分离了设定尺寸的位置、并且形成于沿着旋转轴12的旋转方向分离了180°的位置。

[0040] 压缩机构部9由电动机部8的旋转轴12驱动,是将低压的气体制冷剂压缩成为高压高温的气体制冷剂的部分,具备沿着旋转轴12的轴向依次设置的第一轴承15、第一消声壳体16、第一缸17、隔板18、第二缸19、第二轴承20以及第二消声壳体21。

[0041] 第一轴承15固定于第一缸17,第二轴承20固定于第二缸19。该第一轴承15和第二轴承20将旋转轴12支承为能够旋转。

[0042] 第一消声壳体16是固定于第一轴承15并包围第一轴承15的周围的中空的壳体,在内部形成有第一消声室16a。并且,在第一消声壳体16上形成有将第一消声室16a内与封闭壳体7内的空间连通的多个连通孔22。这些连通孔22位于比封闭壳体7内所贮存的润滑油的液面靠上方的位置。

[0043] 第二消声壳体21是固定于第二轴承20并包围第二轴承20的周围的中空的壳体,在内部形成有第二消声室21a。

[0044] 第一缸17位置固定地设置于封闭壳体7内。在第一缸17中形成有上端侧由第一轴承15的凸缘部15a封闭而下端侧由隔板18封闭的第一缸室17a。

[0045] 第二缸19位置固定地设置于第一缸17。在第二缸19中形成有上端侧由隔板18封闭而下端侧由第二轴承20的凸缘部20a封闭的第二缸室19a。

[0046] 旋转轴12插通第一、第二缸室17a、19a,形成于旋转轴12的一方的偏心部13位于第一缸室17a内,形成于旋转轴12的另一方的偏心部14位于第二缸室19a内。在一方的偏心部13嵌合有辊23,在另一方的偏心部14嵌合有辊24。这些辊23、24随着旋转轴12的旋转,而在使外周部的一部分与第一、第二缸室17a、19a的内周面抵接的同时在第一、第二缸室17a、19a内转动。此外,在第一、第二缸室17a、19a内分别能够滑动地设置有叶片(未图示),叶片的前端部由弹簧等施力体施力而与辊23、24的外周面抵接。

[0047] 辊23、24的外周面的一部分与第一、第二缸室17a、19a的内周面抵接,叶片的前端部与辊23、24的外周面抵接,由此第一、第二缸室17a、19a内被分隔成随着辊23、24的转动而容积变动的两个空间。在压缩机构部9的驱动时,气体制冷剂流入一方的空间,该空间的容积随着辊23、24的转动而变小,由此该空间内的气体制冷剂被压缩。被压缩的气体制冷剂向第一消声室16a、第二消声室21a、以及后述的隔板内消声室18a排出,之后被引导至封闭壳体7内的空间。

[0048] 此外,在第一缸17上设置有利于将低压的气体制冷剂吸入第一缸室17a内的第一吸气口25,在第二缸19上设置有利于将低压的气体制冷剂吸入第二缸室19a内的第二吸气口26。此外,在该第一、第二吸气口25、26与蓄能器6之间设置有流动低压的气体制冷剂的吸入管27。

[0049] 隔板18对第一缸17和第二缸19之间进行分隔,并且在其内部形成有隔板内空间即

隔板内消声室18a。通过将沿着旋转轴12的轴向被分割成两个的第一分割隔板18b和第二分割隔板18c连结来形成隔板18,第一分割隔板18b位于第一缸17侧,第二分割隔板18c位于第二缸19侧。在第一分割隔板18b上固定有向沿着旋转轴12的轴向的两端面侧突出的定位部件28。在第二分割隔板18c上形成有与定位部件28卡合的卡合部29,通过定位部件28的一端与卡合部29卡合,由此第一分割隔板18b和第二分割隔板18c被定位。在第一缸17的与第一分割隔板18b对置的部分形成有卡合部30,通过定位部件28的另一端与卡合部30卡合,由此第一缸17和隔板18被定位。

[0050] 另外,第一缸17和第二缸19被预先位置固定,通过第一缸17和隔板18被定位,由此第二缸19和隔板18被定位。

[0051] 接着,对用于将在第一缸室17a内、第二缸室19a内被压缩的气体制冷剂向封闭壳体7内的空间引导的构造进行说明。

[0052] 在第一轴承15的凸缘部15a形成有将在第一缸室17a内被压缩的气体制冷剂向第一消声室16a内排出的第一轴承排出口31。该第一轴承排出口31在随着旋转轴12的旋转的规定定时与第一缸室17a连通。此外,在凸缘部15a设置有对第一轴承排出口31进行开闭的排出阀32、以及对排出阀32的最大开度“L1”进行限制的阀柱护套33。在第一缸17的与第一轴承排出口31对置的部分形成有切口槽34。

[0053] 在第一分割隔板18b上形成有将在第一缸室17a内被压缩的气体制冷剂向隔板内消声室18a排出的第一隔板排出口35。该第一隔板排出口35在随着旋转轴12的旋转的规定定时与第一缸室17a连通。此外,在隔板18上设置有对第一隔板排出口35进行开闭的排出阀36、以及对排出阀36的最大开度“L2”进行限制的阀柱护套37。

[0054] 在第二轴承20的凸缘部20a形成有将在第二缸室19a内被压缩的气体制冷剂向第二消声室21a内排出的第二轴承排出口38。该第二轴承排出口38在随着旋转轴12的旋转的规定定时与第二缸室19a连通。此外,在凸缘部20a设置有对第二轴承排出口38进行开闭的排出阀39、以及对排出阀39的最大开度“L1”进行限制的阀柱护套40。在第二缸19的与第二轴承排出口38对置的部分形成有切口槽41。

[0055] 在第二分割隔板18c上形成有将在第二缸室19a内被压缩的气体制冷剂向隔板内消声室18a排出的第二隔板排出口42。该第二隔板排出口42在随着旋转轴12的旋转的规定定时与第二缸室19a连通。此外,在隔板18上设置有对第二隔板排出口42进行开闭的排出阀43、以及对排出阀43的最大开度“L2”进行限制的阀柱护套44。

[0056] 第一隔板排出口35的截面积形成为小于第一轴承排出口31的截面积。此外,对第一隔板排出口35进行开闭的排出阀36的最大开度“L2”形成为小于对第一轴承排出口31进行开闭的排出阀32的最大开度“L1”。

[0057] 同样,第二隔板排出口42的截面积形成为小于第二轴承排出口38的截面积。此外,对第二隔板排出口42进行开闭的排出阀43的最大开度“L2”形成为小于对第二轴承排出口38进行开闭的排出阀39的最大开度“L1”。

[0058] 第一消声室16a、隔板内消声室18a及第二消声室21a相连通。设置有将第一消声室16a与隔板内消声室18a连通的第一排出流路45,该第一排出流路45贯通第一分割隔板18b、第一缸17及第一轴承15的凸缘部15a而形成。设置有将第二消声室21a与隔板内消声室18a连通的第二排出流路46,该第二排出流路46贯通第二轴承20的凸缘部20a、第二缸19及第二

分割隔板18c而形成。第一排出流路45的截面积形成为大于第二排出流路46的截面积。

[0059] 在冷凝器3中,从封闭壳体7内的空间引导来的气体制冷剂被冷凝而成为液体制冷剂。

[0060] 接着,在膨胀装置4中,由冷凝器3冷凝的液体制冷剂被减压。

[0061] 进而,在蒸发器5中,由膨胀装置4减压的液体制冷剂蒸发而成为气体制冷剂。

[0062] 此外,在蓄能器6中,在由蒸发器5蒸发的气体制冷剂中含有液体制冷剂的情况下,除去该液体制冷剂。

[0063] 在这种构成中,通过电动机部8驱动而旋转轴12旋转,由此通过了蓄能器6的低压的气体制冷剂经由吸入管27从第一、第二吸气口25、26被吸入到第一、第二缸室17a、19a内,所吸入的气体制冷剂被压缩。

[0064] 在第一缸室17a内被压缩的气体制冷剂从第一轴承排出口31和第一隔板排出口35排出,被压缩的气体制冷剂从第一缸室17a排出的排出口的总面积变大。因此,即便在从第一缸室17a内排出的气体制冷剂的量变多的情况下,也能够抑制被压缩的气体制冷剂通过第一轴承排出口31和第一隔板排出口35时的压力损失,能够提高封闭式压缩机2的性能。

[0065] 此外,在第二缸室19a内被压缩的气体制冷剂从第二轴承排出口38和第二隔板排出口42排出,被压缩的气体制冷剂从第二缸室19a排出的排出口的总面积变大。因此,即便在从第二缸室19a内排出的气体制冷剂的量变多的情况下,也能够抑制被压缩的气体制冷剂通过第二轴承排出口38和第二隔板排出口35时的压力损失,能够提高封闭式压缩机2的性能。

[0066] 第一隔板排出口35的截面积形成为小于第一轴承排出口31的截面积,此外,第二隔板排出口42的截面积形成为小于第二轴承排出口38的截面积。因此,从第一隔板排出口35和第二隔板排出口42向隔板内消声室18a内排出的气体制冷剂的量变少,即便减小隔板内消声室18a的容积也能够抑制向隔板内消声室18a内排出的气体制冷剂的压力波动,能够抑制压力波动成为原因的噪音的产生。

[0067] 并且,通过减小隔板内消声室18a的容积,能够使隔板18薄型化,因而能够减小第一轴承15与第二轴承20的间隔。此外,通过减小第一轴承15与第二轴承20的间隔,能够防止旋转轴12相对于第一轴承15、第二轴承20的一端接触、旋转轴12挠曲,能够提高封闭式压缩机2的性能。

[0068] 设置于第一隔板排出口35的排出阀36的最大开度“L2”被设定为小于设置于第一轴承排出口31的排出阀32的最大开度“L1”,并且设置于第二隔板排出口42的排出阀43的最大开度“L2”被设定为小于设置于第二轴承排出口38的排出阀39的最大开度“L1”。因此,能够使隔板18进一步薄型化,能够更加可靠地防止旋转轴12相对于第一轴承15、第二轴承20的一端接触、旋转轴12挠曲。

[0069] 在第一缸17的与第一轴承排出口31对置的部分形成有切口槽34,并且在第二缸19的与第二轴承排出口38对置的部分形成有切口槽41。因此,在气体制冷剂的压缩工序的最终阶段能够从第一轴承排出口31、第二轴承排出口38顺畅地进行气体制冷剂的排出。

[0070] 向第二消声室21a内排出的气体制冷剂在第二排出流路46内流动而被向隔板内消声室18a内引导,向第二消声室21a内排出的气体制冷剂和向隔板内消声室18a内排出的气体制冷剂在第一排出流路45内流动而被向第一消声室16a内引导。因而,与在第二排出流路

46内流动的气体制冷剂相比,在第一排出流路45内流动的气体制冷剂的量变多。

[0071] 此处,第一排出流路45的截面积和第二排出流路46的截面积形成为,第一排出流路45的截面积大于第二排出流路46的截面积。因此,即便在第一排出流路45内流动的气体制冷剂的量比在第二排出流路46内流动的气体制冷剂的量多,气体制冷剂也能够第一排出流路45内顺畅地流动。

[0072] 第一消声室16a的气体制冷剂被从形成于第一消声壳体16的连通孔22向封闭壳体7内的空间引导。该连通孔22形成为位于比封闭壳体7内所贮存的润滑油的油面更靠上方的位置,因此能够抑制由从连通孔22向封闭壳体7内的空间引导的气体制冷剂引起的润滑油中的起泡(制冷剂发泡而润滑油起泡的现象)、起泡的润滑油与气体制冷剂一起向封闭壳体7外排出。

[0073] 通过将第一分割隔板18b和第二分割隔板18c、被分割成两个的部件连结来形成隔板18,因此能够容易地形成隔板内消声室18a、在隔板18内设置阀柱护套37、44。

[0074] 在将第一分割隔板18b和第二分割隔板18c连结的情况下,通过使固定于第一分割隔板18b的定位部件28的一端与形成于第二分割隔板18c的卡合部29卡合,由此能够在正确的位置可靠地进行连结。并且,通过使定位部件28的另一端与第一缸17的卡合部30卡合,由此能够在正确的位置将隔板18相对于第一缸17以及第二缸19进行连结。

[0075] (第二实施方式)

[0076] 根据图2以及图3对本发明的第二实施方式进行说明。另外,在第二实施方式以及以下说明的第三实施方式中,对于与在上述第一实施方式中说明了的构成要素相同的构成要素赋予相同的符号,并省略重复的说明。

[0077] 第二实施方式的封闭式压缩机2A的基本构成与第一实施方式的封闭式压缩机2相同,在封闭壳体7内收容有电动机部8(参照图1)、压缩机构部9以及旋转轴12。

[0078] 压缩机构部9具备沿着旋转轴12的轴向依次设置的第一轴承15、第一缸17、隔板18、第二缸19以及第二轴承20。

[0079] 在旋转轴12上形成有:圆柱状的偏心部13,位于第一缸室17a内并且从旋转轴12的旋转中心“X”偏心,在其外周部嵌合有辊23;圆柱状的偏心部14,位于第二缸室19a内并且从旋转轴12的旋转中心“X”偏心,在其外周部嵌合有辊24;以及偏心部间连结部47,位于两个偏心部13、14之间而连结这些偏心部13、14。偏心部间连结部47形成为圆柱状,其中心与旋转轴12的旋转中心“X”同心,在其外周部形成有后述的退让部。

[0080] 通过将沿着旋转轴12的轴向被分割成两个的第一分割隔板18b和第二分割隔板18c连结来形成隔板18。如图1所示,在该隔板18内形成有隔板内消声室18a、第一隔板排出口35以及第二隔板排出口42。在隔板18的中央部分形成有供偏心部间连结部47插通的插通部48。

[0081] 另外,在图2中图示出在图1中省略了图示的叶片49以及作为施力体的弹簧50。叶片49的前端部被弹簧50施力而与辊23、24的外周面抵接,通过该叶片49将第一、第二缸室17a、19a内划分成吸入气体制冷剂的吸入室(未图示)和对所吸入的气体制冷剂进行压缩的压缩室(未图示)。

[0082] 此处,在压缩机构部9中,将偏心部13、14的半径尺寸设为“Rc”,将插通部48的内径尺寸设为“Dp”,将从旋转轴12的旋转中心“X”到偏心部13、14的中心“Y1、Y2”为止的偏心量

设为“e”,将偏心部间连结部47的半径尺寸设为“Rj”。而且,该偏心部间连结部47的半径尺寸“Rj”形成为大于“ $D_p - R_c - e$ ”且小于“ $D_p/2$ ”。此外,插通部48的内径尺寸“ D_p ”形成为大于偏心部13、14的直径尺寸“ $2R_c$ ”。

[0083] 并且,在偏心部间连结部47的外周部且与偏心部13、14对置的部位形成有退让部51、52,该退让部51、52位于沿着旋转轴12的轴向的两侧即安装电动机部8一侧和其相反侧。

[0084] 位于安装电动机部8一侧的一方的退让部51形成为不比偏心部13更向外周方向伸出的形状。具体而言,退让部51形成为将偏心部13的中心“Y1”作为中心的半径尺寸“Rk”的圆弧状,其半径尺寸“Rk”相对于偏心部13的半径尺寸“ R_c ”具有“ $R_k \leq R_c$ ”的关系。此外,沿着旋转轴12的轴向的退让部51的尺寸“K1”形成为小于隔板18的厚度尺寸“2H”,并且形成为小于第一、第二分割隔板18b、18c的厚度尺寸“H”。

[0085] 位于安装电动机部8一侧的相反侧的另一方的退让部52形成为不比偏心部14更向外周方向伸出的形状。具体而言,退让部52形成为将偏心部14的中心“Y2”作为中心的半径尺寸“Rk”的圆弧状,其半径尺寸“Rk”相对于偏心部14的半径尺寸“ R_c ”具有“ $R_k \leq R_c$ ”的关系。此外,沿着旋转轴12的轴向的退让部52的尺寸“K2”形成为小于隔板18的厚度尺寸“2H”,并且形成为与第一、第二分割隔板18b、18c的厚度尺寸“H”为相同尺寸。

[0086] 图3是表示隔板18向偏心部间连结部47的外周部的组装顺序的说明图。

[0087] 在图3A所示的状态下,偏心部间连结部47的退让部52插通于第一分割隔板18b的插通部48。第一分割隔板18b从旋转轴12的安装电动机部8一侧的相反侧沿箭头“a”方向移动,由此退让部52插通于第一分割隔板18b的插通部48。由于插通部48的内径尺寸“ D_p ”形成为大于偏心部14的直径尺寸“ $2R_c$ ”,所以插通部48通过偏心部14的外周。并且,由于退让部52形成为不比偏心部14更向外周方向伸出的形状且沿着旋转轴12的轴向的退让部52的尺寸“K2”与第一分割隔板18b的厚度尺寸“H”为相同尺寸,所以如图所示,偏心部间连结部47的退让部52插通于第一分割隔板18b的插通部48。

[0088] 在图3B所示的状态下,插通部48中插通有退让部52的第一分割隔板18b沿着与旋转轴12的旋转中心“X”正交的方向即箭头“b”方向移动。进而,旋转轴12的安装电动机部8一侧的相反侧的端部插通于第二分割隔板18c的插通部48。

[0089] 在图3C所示的状态下,第一分割隔板18b沿着旋转轴12的旋转中心“X”的方向、即朝向安装电动机部8一侧而沿着箭头“c”方向移动,偏心部间连结部47插通于插通部48。由于偏心部间连结部47的半径尺寸“Rj”小于插通部48的半径尺寸“ $D_p/2$ ”,所以偏心部间连结部47能够插通于插通部48。进而,第二分割隔板18c沿箭头“d”方向移动,退让部52插通于插通部48。

[0090] 在图3D所示的状态下,偏心部间连结部47插通于第一、第二分割隔板18b、18c的插通部48,第一分割隔板18b和第二分割隔板18c被连结而形成隔板18。

[0091] 在这种构成中,由于在隔板18中形成隔板内消声室18a,因此与不具有这种隔板内消声室18a的其他隔板相比,隔板18的厚度尺寸“2H”变大。由于隔板18的厚度尺寸“2H”变大,因此旋转轴12的组装隔板18的部分即偏心部间连结部47的沿着轴向的尺寸变大。

[0092] 另外,在偏心部间连结部上未形成退让部52的现有的封闭式压缩机中,在将偏心部的半径尺寸设为“ R_c ”、将隔板的插通部的内径尺寸设为“ D_p ”、从旋转轴的旋转中心“X”到偏心部的中心为止的偏心量为“e”的情况下,如果使偏心部间连结部的半径尺寸小于“ $D_p -$

Rc-e”，则无法将隔板组装于偏心部间连结部的外周部。

[0093] 与此相对，在本实施方式的封闭式压缩机2A中，在偏心部间连结部47上形成退让部52，并将隔板18分割形成成为第一、第二分割隔板18b、18c，由此即便在将偏心部间连结部47的半径尺寸“Rj”形成为大于“Dp-Rc-e”的情况下，也能够按照在图3A-图3D中说明的顺序来进行隔板18向偏心部间连结部47的外周部的组装。

[0094] 因而，在该封闭式压缩机2A中，即便偏心部间连结部47的轴向的长度尺寸变大，通过增大偏心部间连结部47的直径，由此在旋转轴12的旋转时偏心部间连结部47也难以产生挠曲，旋转轴12的刚性提高，能够获得可靠性较高的封闭式压缩机2A。

[0095] 此外，偏心部间连结部47的中心与旋转轴12的旋转中心“X”同心，能够抑制由旋转时的离心力引起的旋转不平衡。

[0096] 此外，由于退让部51形成为将偏心部13的中心“Y1”作为中心的圆弧状，所以在形成偏心部13的情况下能够连续地形成退让部51，能够容易地进行退让部51的形成。同样，由于退让部52形成为将偏心部14的中心“Y2”作为中心的圆弧状，所以在形成偏心部14的情况下能够连续地形成退让部52，能够容易地进行退让部52的形成。

[0097] 另外，在组装第一、第二分割隔板18b、18c时不需要形成于电动机部8侧的一方的退让部51。但是，由于形成有该退让部51，因此在与偏心部13嵌合的辊23的端部向偏心部间连结部47侧伸出的情况下，能够防止辊23的端部与偏心部间连结部47干涉。退让部52被利用于组装第一、第二分割隔板18b、18c，并且由于形成有该退让部52，因此在与偏心部14嵌合的辊24的端部向偏心部间连结部47侧伸出的情况下，能够防止辊24的端部与偏心部间连结部47干涉。

[0098] 此外，在本实施方式中，以将沿着旋转轴12的轴向的退让部52的尺寸“K2”和第一、第二分割隔板18b、18c的厚度尺寸“H”形成为相同尺寸的情况为例进行说明。

[0099] 但是，关于该尺寸，只要在能够将偏心部间连结部47插通于插通部48的范围内，也可以使退让部52的尺寸“K2”小于第一、第二分割隔板18b、18c的厚度尺寸“H”。通过减小退让部52的尺寸“K2”，由此偏心部间连结部47的刚性提高，并且进一步抑制由旋转时的离心力引起的旋转不平衡。

[0100] （第三实施方式）

[0101] 参照图4对本发明的第三实施方式进行说明。该第三实施方式的封闭式压缩机2B的基本构成与第二实施方式的封闭式压缩机2A相同，在封闭壳体7(参照图2)内收容有电动机部8、压缩机构部9和旋转轴12。

[0102] 第三实施方式与第二实施方式的不同点在于，从沿着旋转轴12的轴向的安装电动机部8一侧进行第一、第二分割隔板18b、18c向偏心部间连结部47的外周部的组装。

[0103] 在该封闭式压缩机2B中，在偏心部间连结部47的外周部且与偏心部13、14对置的部位形成有退让部51a、52a，该退让部51a、52a位于沿着旋转轴12的轴向的两侧即安装电动机部8一侧和其相反侧。

[0104] 位于安装电动机部8一侧的一方的退让部51a的沿着旋转轴12的轴向的尺寸“K1a”形成为与第一、第二分割隔板18b、18c的厚度尺寸“H”为相同尺寸。

[0105] 位于安装电动机部8一侧的相反侧的另一方的退让部52a的沿着旋转轴12的轴向的尺寸“K2a”形成为小于第一、第二分割隔板18b、18c的厚度尺寸“H”。

[0106] 在电动机部8的转子11上,在沿着旋转轴12的轴向的两侧安装有平衡器53、54。

[0107] 此处,在将旋转轴12旋转时、由位于沿着旋转轴12的轴向的安装电动机部8一侧的相反侧的偏心部14、辊24、退让部52a引起的离心力设为“F1”,将由位于沿着旋转轴12的轴向的安装电动机部8一侧的偏心部13、辊23、退让部51a引起的离心力设为“F2”,将由下侧的平衡器54引起的离心力设为“F3”,将由上侧的平衡器53引起的离心力设为“F4”,将“F1”和“F2”之间的距离设为“L1”,将“F2”和“F3”之间的距离设为“L2”,将“F3”和“F4”之间的距离设为“L3”时,将下侧的平衡器54的位置作为中心的力矩的关系式能够表示为:

[0108] $F1 \cdot (L1 + L2) = F2 \cdot L2 + F4 \cdot L3$ 。

[0109] 此处,上侧的平衡器53的位置的离心力“F4”相对于旋转轴12成为悬臂载荷,因此为了防止旋转轴12的挠曲而优选尽量减小该“F4”。为了减小“F4”,在上述式中,需要减小“F1”而增大“F2”。即,在偏心部间连结部47的退让部51a、52a,需要使位于安装电动机部8一侧的退让部51a的尺寸“K1a”大于位于安装电动机部8一侧的相反侧的退让部52a的尺寸“K2a”。

[0110] 在这种构成中,在该第三实施方式中,在偏心部间连结部47上形成退让部51a、52a,将位于安装电动机部8一侧的退让部51a的尺寸“K1a”形成为大于位于安装电动机部8一侧的相反侧的退让部52a的尺寸“K2a”,从旋转轴12的安装电动机部8一侧进行第一、第二分割隔板18b、18c向偏心部间连结部47的外周部的组装。由此,在旋转轴12的旋转时能够减小相对于旋转轴12以悬臂状态作用的载荷,能够提高封闭式压缩机2B的可靠性。

[0111] 根据以上说明的实施方式,作为将在第一缸室17a内被压缩的工作流体即气体制冷剂向封闭壳体7内的空间排出的排出口,具有形成于第一轴承15的第一轴承排出口31以及形成于隔板18的第一隔板排出口35,作为将在第二缸室19a内被压缩的工作流体向封闭壳体7内的空间排出的排出口,具有形成于第二轴承的第二轴承排出口以及形成于隔板的第二隔板排出口,因此能够增大排出被压缩后的气体制冷剂的排出口的面积,能够抑制工作流体通过各排出口时的压力损失。

[0112] 并且,第一隔板排出口35的截面积形成为小于第一轴承排出口31的截面积,此外,第二隔板排出口42的截面积形成为小于第二轴承排出口38的截面积。因此,从第一隔板排出口35和第二隔板排出口42向隔板内空间即隔板内消声室18a排出的气体制冷剂的量变少,即便减小隔板内消声室18a的容积也能够抑制向隔板内消声室18a排出的气体制冷剂的压力波动,能够抑制由压力波动引起的噪音的产生。此外,通过减小隔板内消声室18a的容积,能够使隔板18薄型化,通过使隔板18薄型化,能够减小第一轴承15与第二轴承20的间隔。通过减小第一轴承15和第二轴承20的间隔,能够防止旋转轴12相对于第一轴承15、第二轴承20的一端接触、旋转轴12挠曲,能够提高封闭式压缩机2的性能。

[0113] (其他实施方式)

[0114] 在上述本发明实施方式1-3的记载中记载了封闭式压缩机的各种实施方式,在本发明的其他实施方式中,提供一种具备上述封闭式压缩机的制冷循环装置(图1的制冷循环装置1)。

[0115] 即,如图1所示,本实施方式的制冷循环装置1具有封闭式压缩机2、与封闭式压缩机2连接的冷凝器3、与冷凝器3连接的膨胀装置4、与膨胀装置4连接的蒸发器5、连接在蒸发器5和封闭式压缩机2之间的蓄能器6。在上述构成中,在冷凝器3中,从封闭壳体7内的空间

引导来的气体制冷剂被冷凝成为液体制冷剂。接着,在膨胀装置4中,由冷凝器3冷凝的液体制冷剂被减压。进而,在蒸发器5中,由膨胀装置4减压的液体制冷剂蒸发成为气体制冷剂。此外,在蓄能器6中,在由蒸发器5蒸发的气体制冷剂中含有液体制冷剂的情况下,除去该液体制冷剂。

[0116] 如此,在该制冷循环装置1中,作为工作流体的制冷剂在相变为气体状的气体制冷剂和液体状的液体制冷剂的同时进行循环,在从气体制冷剂相变为液体制冷剂的过程中放热,在从液体制冷剂相变为气体制冷剂的过程中吸热,利用该放热、吸热来进行供暖、制冷、加热、冷却等。

[0117] 通过对于该制冷循环装置1的封闭式压缩机应用上述实施方式1-3的封闭式压缩机,由此能够实现本申请发明所希望的目的。

[0118] 以上,对本发明的实施方式进行了说明,但这些实施方式是作为例子而提示的,并不意图对发明的范围进行限定。该新的实施方式能够以其他方式加以实施,在不脱离发明的主旨的范围内能够进行各种省略、置换、变更。这些实施方式及其变形包含于发明的范围及主旨中,并且同样包含于专利请求的范围所记载的发明和与其等同的范围中。

[0119] 工业可利用性

[0120] 本发明的封闭式压缩机能够抑制在缸室中被压缩的工作流体通过排出口时的压力损失,并且能够抑制从隔板的排出口排出的工作流体的压力波动而实现隔板的薄型化,而且能够使旋转轴的偏心部间连结部大径化而提高旋转轴的刚性。因而,能够提供一种具备紧凑且富有刚性的封闭式压缩机的制冷循环装置,进一步增大工业可利用性。

[0121] 符号的说明

[0122] 1…制冷循环装置,2…封闭式压缩机,3…冷凝器,4…膨胀装置,5…蒸发器,7…封闭壳体,8…电动机部,9…压缩机构部,12…旋转轴,13、14…偏心部,15…第一轴承,17…第一缸,16a…第一消声室,17a…第一缸室,18…隔板,18a…隔板内消声室(隔板内空间),18b…第一分割隔板(分割隔板),18c…第二分割隔板(分割隔板),19…第二缸,19a…第二缸室,21a…第二消声室,23、24…辊,28…定位部件,29…卡合部,30…卡合部,31…第一轴承排出口,32…排出阀,35…第一隔板排出口,36…排出阀,38…第二轴承排出口,39…排出阀,42…第二隔板排出口,43…排出阀,45…第一排出流路,46…第二排出流路,47…偏心部间连结部,48…插通部,51a…退让部,52…退让部,52a…退让部

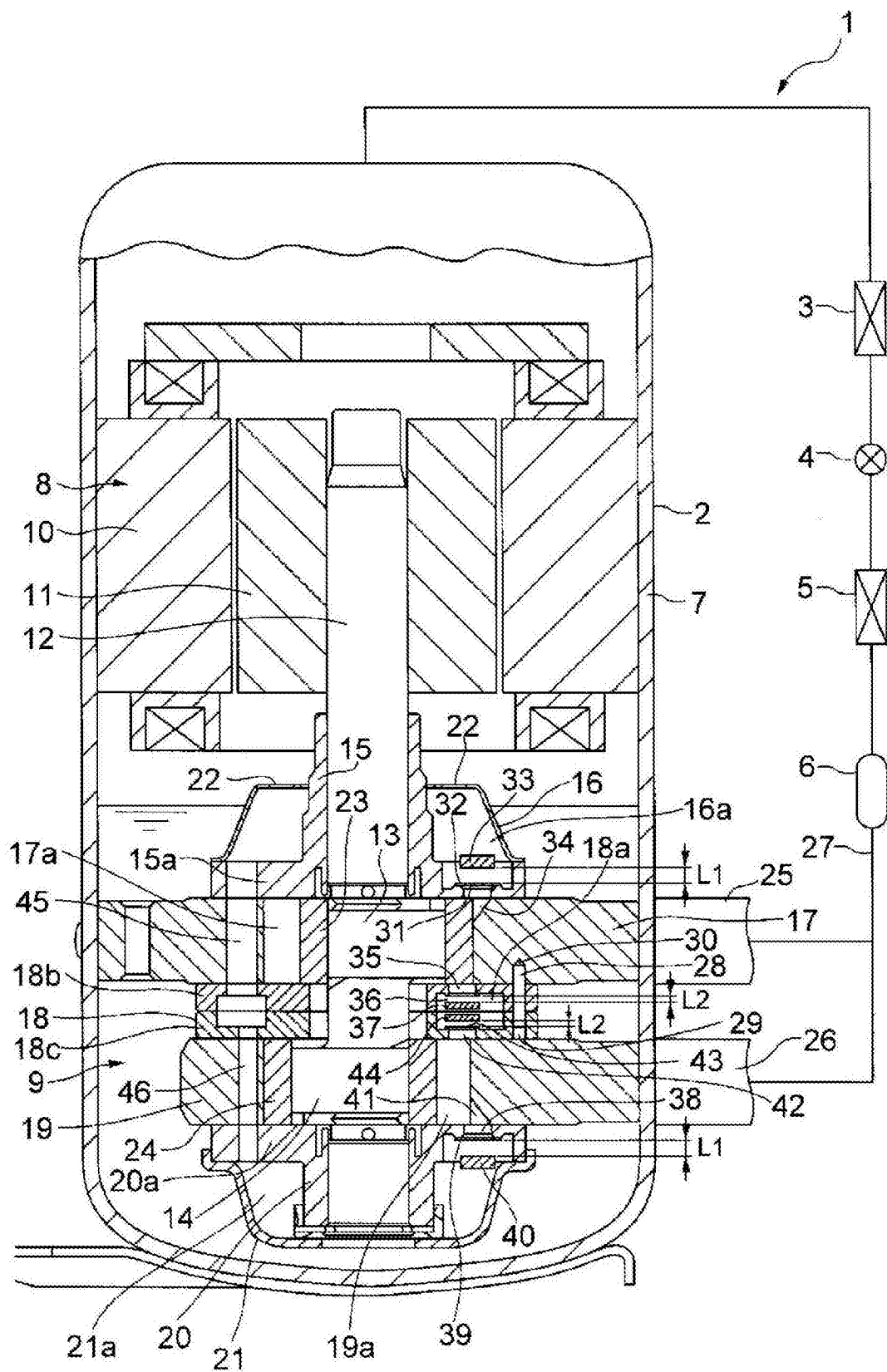


图1

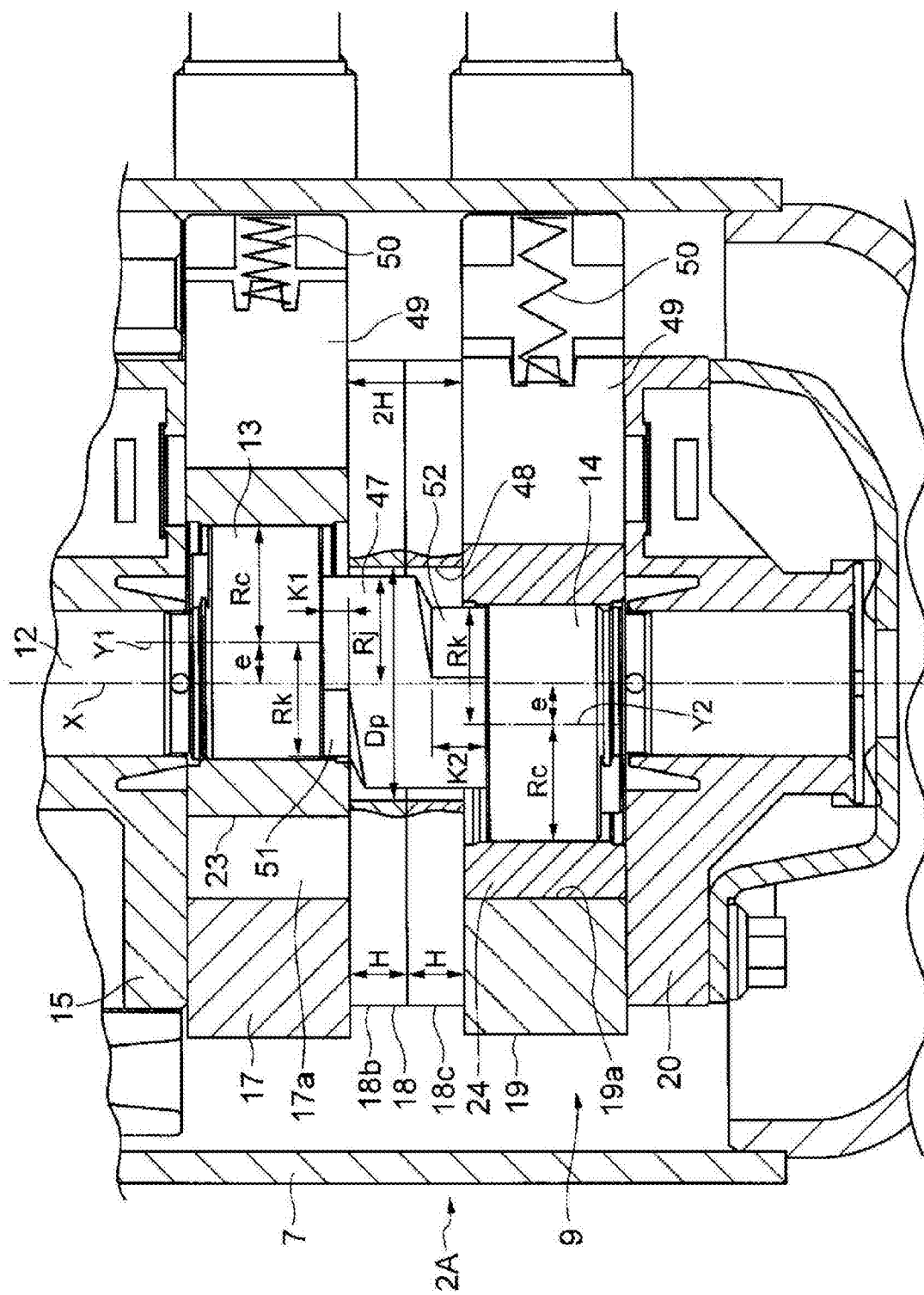


图2

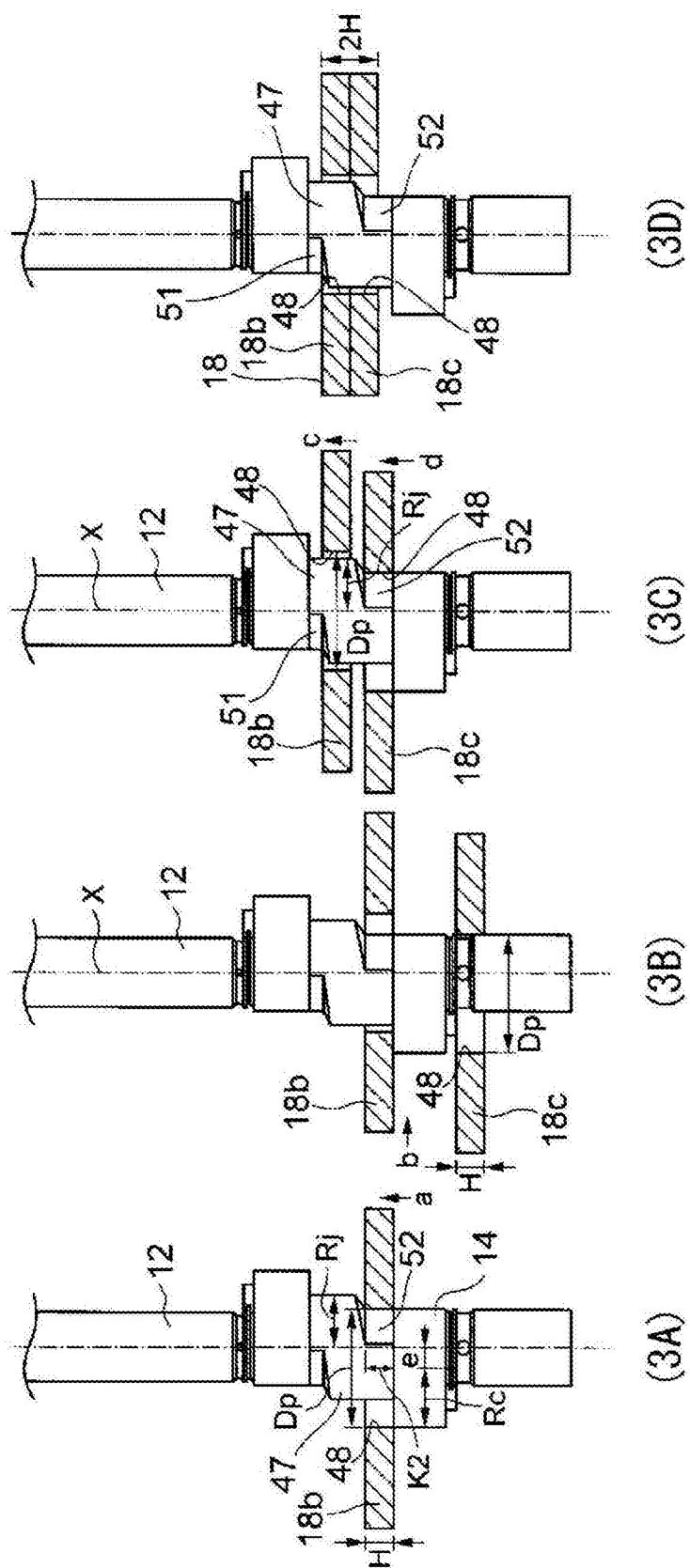


图3

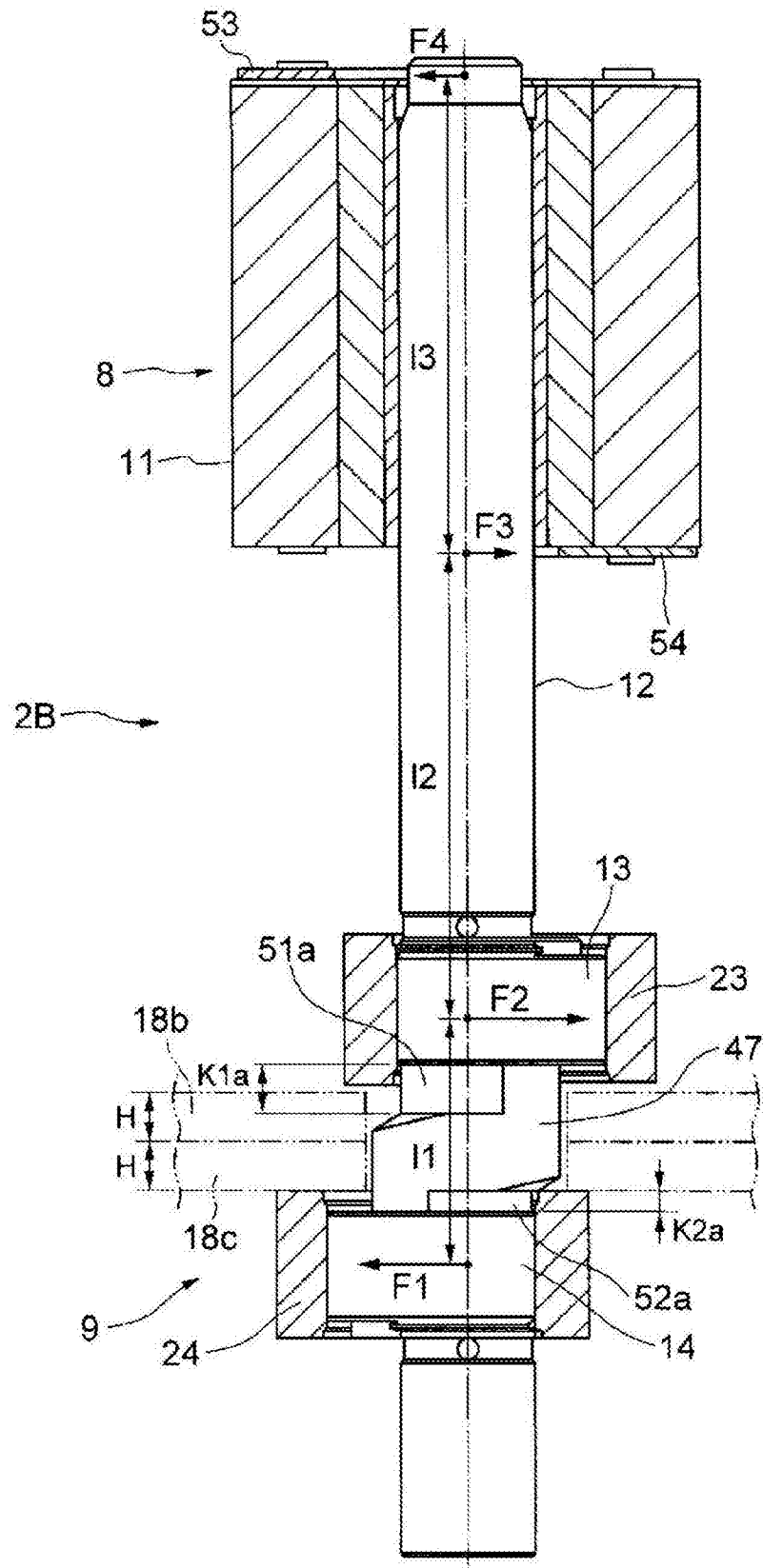


图4