

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

F04C 29/00 (2006.01)

F04C 23/00 (2006.01)

F04C 18/356 (2006.01)



[12] 发明专利申请公布说明书

[21] 申请号 200810074063.6

[43] 公开日 2009年8月5日

[11] 公开号 CN 101498307A

[22] 申请日 2008.2.21

[21] 申请号 200810074063.6

[30] 优先权

[32] 2008.2.1 [33] JP [31] 2008-022238

[71] 申请人 日立空调·家用电器株式会社

地址 日本国东京都

[72] 发明人 田所哲也 大岛健一 金子正人

[74] 专利代理机构 中科专利商标代理有限责任公
司

代理人 李贵亮

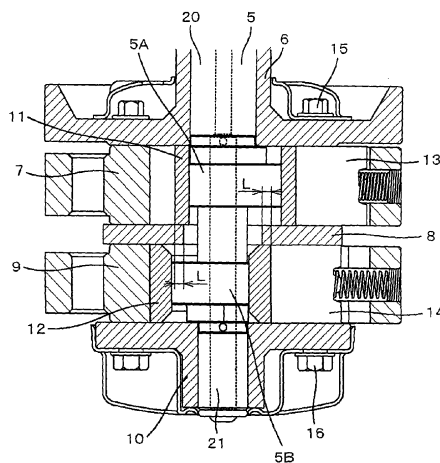
权利要求书2页 说明书7页 附图8页

[54] 发明名称

双工作缸旋转压缩机

[57] 摘要

提供一种双工作缸旋转压缩机，在现有技术中，无法充分确保对由隔板的内径以及辊的外径决定的压缩室进行密封的密封长度 L ，有时因泄漏使压缩机的能力下降以及使效率下降。本发明的目的在于提供一种双工作缸旋转压缩机，充分确保密封长度，可实现压缩机的能力提高和效率提高。为了达成上述目的，本发明的双工作缸旋转压缩机构成为副轴承侧偏心部的外径小于主轴承侧偏心部的直径。根据本发明，通过使副轴承侧偏心部的直径小于主轴承侧偏心部的直径，能够减小隔板的内径，因此可充分确保由隔板的内径和主轴承侧辊以及副轴承侧辊的外径决定的密封长度 L ，可防止因泄漏引起的能力下降和压缩机的效率下降。



1. 一种双工作缸旋转压缩机，其具备电动机部、通过曲轴与所述电动机部连结的压缩机构部以及内置所述电动机部及所述压缩机构部的密闭容器，

所述曲轴一侧具有嵌入主轴承的主轴承嵌入部，另一侧具有嵌入副轴承的副轴承嵌入部，并且在所述主轴承嵌入部和所述副轴承嵌入部之间具有主轴承侧偏心部以及副轴承侧偏心部，所述主轴承侧偏心部以及副轴承侧偏心部具有 180 度的相位差，

所述压缩机构部具有主轴承侧压缩要素、副轴承侧压缩要素以及隔板；所述主轴承侧压缩要素具有所述主轴承侧偏心部、嵌合于所述主轴承侧偏心部的主轴承侧辊以及抵接于所述主轴承侧辊外周而配置的主轴承侧工作缸；所述副轴承侧压缩要素具有所述副轴承侧偏心部、嵌合于所述副轴承侧偏心部的副轴承侧辊以及抵接于所述副轴承侧辊外周而配置的副轴承侧工作缸；所述隔板位于所述主轴承侧压缩要素和所述副轴承侧压缩要素之间，

所述主轴承侧辊以及所述副轴承侧辊，通过在由支承所述曲轴的所述主轴承以及所述副轴承和所述压缩机构部形成的压缩室内进行偏心转动，起到压缩作用，

所述双工作缸旋转压缩机的特征在于，

所述副轴承侧偏心部的外径小于所述主轴承侧偏心部的外径。

2. 如权利要求 1 所述的双工作缸旋转压缩机，其特征在于，

所述隔板的内径大于等于所述副轴承侧偏心部的外径，且小于所述主轴承侧偏心部的外径。

3. 如权利要求 2 所述的双工作缸旋转压缩机，其特征在于，

所述隔板的内径与所述副轴承侧偏心部的外径大致相同。

4. 如权利要求 1~3 中任一项所述的双工作缸旋转压缩机，其特征在于，

所述双工作缸旋转压缩机通过如下这样形成：在所述主轴承嵌入所述

主轴承嵌入部，在所述主轴承设定所述主轴承侧压缩要素，从所述副轴承嵌入部插入所述隔板而设定于所述主轴承侧压缩要素，在所述隔板设定所述副轴承侧压缩要素，将所述副轴承嵌入部嵌入所述副轴承，在所述副轴承侧压缩要素设定所述副轴承。

5. 如权利要求 1~4 中任一项所述的双工作缸旋转压缩机，其特征在于，

所述副轴承嵌入部的外径小于所述主轴承嵌入部的外径。

6. 如权利要求 1~5 中任一项所述的双工作缸旋转压缩机，其特征在于，

所述副轴承侧偏心部以及所述副轴承侧辊的合计不平衡量与所述主轴承侧偏心部以及所述主轴承侧辊的合计不平衡量大致相同。

7. 如权利要求 1~5 中任一项所述的双工作缸旋转压缩机，其特征在于，

在转子、所述主轴承侧偏心部的上部、或所述副轴承侧偏心部的下部这三者的任一处设置有平衡重。

双工作缸旋转压缩机

技术领域

本发明涉及在压缩机构部具有两个工作缸的旋转压缩机，尤其涉及适于使用了 HFC 制冷剂或自然系制冷剂的空调机、冷机应用产品等的双工作缸旋转压缩机。

背景技术

图 7 是表示现有的双工作缸旋转压缩机的纵剖面图。双工作缸旋转压缩机在密闭容器内具有电动机部和压缩机构部，所述压缩机构部通过设置了具有 180 度相位差的两个偏心部的曲轴与电动机部连结。压缩机构部具有两个压缩要素，构成各个压缩要素的两个工作缸隔着隔板连结。通过支承曲轴的主轴承以及副轴承、工作缸、以及隔板构成两个压缩室，嵌合于偏心部的辊在这两个压缩室内偏心转动，起到压缩作用。在此，嵌入副轴承的副轴承嵌入部的外径小于嵌入主轴承的主轴承嵌入部外径。另外，主轴承一侧的偏心部的在反偏心侧的外径小于主轴承嵌入部外径。进而，副轴承侧偏心部的外径与主轴承侧偏心部外径相同。

为了构成压缩机构部，在将曲轴嵌入主轴承之后，在曲轴的主轴承侧偏心部嵌入辊，缔结主轴承侧工作缸。之后，使隔板通过曲轴的副轴承侧偏心部，将其安装在主轴承侧工作缸上。在位于隔板上的副轴承侧偏心部嵌入副轴承侧辊，并将其安装在副轴承侧工作缸上，将副轴承嵌入曲轴副轴承嵌入部进行缔结。

如此，为了构成压缩机，由于需要通过曲轴的副轴承侧偏心部使隔板配置在主轴承侧工作缸上，所以隔板的内径需要大于曲轴的副轴承侧偏心部。

图 8 是图 7 中的现有的压缩机的压缩机构部的放大剖面图。压缩机的运转中，隔板的内径变成排出压力。两个各个压缩要素上的工作缸内径和

辊外径形成的压缩室的密封长度是由隔板内径和辊外径决定的密封长度L。因此，当该密封长度L小时，产生泄漏，使压缩机的能力以及效率下降。该现象在使用吸入压力和排出压力的差压变大的制冷剂的情况下变得尤其显著。

专利文献1：日本特开2002-138978号公报

发明内容

在现有技术中，有时无法充分确保由隔板的内径以及辊的外径决定的压缩室的密封长度L，由于泄漏使压缩机的能力以及效率下降。本发明的目的在于提供一种充分确保密封长度，能够实现压缩机的能力提高、效率提高的双工作缸旋转压缩机。

为了解决上述问题，本发明的双工作缸旋转压缩机，其具备电动机部、通过曲轴与电动机部连结的压缩机构部以及内置电动机部及压缩机构部的密闭容器，曲轴具有一方嵌入主轴承的主轴承嵌入部及另一方嵌入副轴承的副轴承嵌入部，并且在主轴承嵌入部和副轴承嵌入部之间具有主轴承侧偏心部以及副轴承侧偏心部，主轴承侧偏心部以及副轴承侧偏心部具有180度的相位差，压缩机构部具有主轴承侧压缩要素、副轴承侧压缩要素以及隔板；主轴承侧压缩要素具有主轴承侧偏心部、嵌合于主轴承侧偏心部的主轴承侧辊以及抵接于主轴承侧辊外周而配置的主轴承侧工作缸；副轴承侧压缩要素具有副轴承侧偏心部、嵌合于副轴承侧偏心部的副轴承侧辊以及抵接于副轴承侧辊外周而配置的副轴承侧工作缸；隔板位于主轴承侧压缩要素和副轴承侧压缩要素之间，主轴承侧辊以及副轴承侧辊，通过在由支承曲轴的主轴承以及副轴承和压缩机构部形成的压缩室内进行偏心转动，起到压缩作用，其中，副轴承侧偏心部的外径小于主轴承侧偏心部的外径。

发明效果

根据本发明，通过使副轴承侧偏心部的外径小于主轴承侧偏心部的外径，能够减小隔板的内径，因此，能够充分确保由隔板的内径和主轴承侧辊以及副轴承侧辊的外径决定的密封长度L，其结果是，能够防止因泄漏引起的压缩机的能力下降和压缩机的效率下降。

附图说明

图 1 是表示本发明的第一实施例的双工作缸旋转压缩机的纵剖面图；

图 2 是图 1 的双工作缸旋转压缩机的压缩机构部的组装工序图；

图 3 是图 1 的双工作缸旋转压缩机的压缩机构部的放大剖面图；

图 4 是表示本发明的第二实施例的双工作缸旋转压缩机的纵剖面图；

图 5 是表示本发明的第三实施例的双工作缸旋转压缩机的纵剖面图；

图 6 是表示本发明的第四实施例的双工作缸旋转压缩机的纵剖面图；

图 7 是表示现有例的双工作缸旋转压缩机的纵剖面图；

图 8 是图 7 的现有的压缩机的压缩机构部的放大剖面图。

图中：

1—密闭容器；1A—筒体；1B—盖体；1C—底体；2—吸入灌（suction tank）；3—定子；4—转子；4A、4B—平衡重；5—曲轴；5A—主轴承侧偏心部；5B—副轴承侧偏心部；6—主轴承；7—主轴承侧工作缸；8—隔板；9—副轴承侧工作缸；10—副轴承；11—主轴承侧辊；12—副轴承侧辊；13—主轴承侧叶片；14—副轴承侧叶片；15—主轴承紧固螺栓；16—副轴承紧固螺栓；17—排出管；18—平衡重；20—主轴承嵌入部；21—副轴承嵌入部

具体实施方式

以下，利用附图说明本发明的双工作缸旋转压缩机的实施例。

【实施例 1】

图 1 是表示本发明的第一实施例的双工作缸旋转压缩机的纵剖面图，图 2 是图 1 的双工作缸旋转压缩机的压缩机构部的组装工序图，图 3 是图 1 的双工作缸旋转压缩机的压缩机构部的放大剖面图。

图 1 的双工作缸旋转压缩机在密闭容器 1 内内置有电动要素和通过曲轴 5 与电动要素连结的压缩机构部。密闭容器 1 由筒体 1A、盖体 1B、以及底体 1C 构成。筒体 1A 是用铁板制成上下开口的圆筒状。盖体 1B 和底体 1C 与筒体 1A 嵌合，该嵌合部被焊接而将内部密封。

电动要素由通过烧嵌等固定于密闭容器 1 的定子 3 和嵌装曲轴 5 的转

子4构成。

压缩机构部以主轴承6、曲轴5、副轴承10、主轴承侧工作缸7、副轴承侧工作缸9、主轴承侧辊11、副轴承侧辊12、主轴承侧叶片13、副轴承侧叶片14以及隔板8作为主要要素构成。压缩机构部在隔板8的两侧配置主轴承侧工作缸7和副轴承侧工作缸9，在中心配置曲轴5。

曲轴5具有一方嵌入主轴承6的主轴承嵌入部20、以及另一方嵌入副轴承10的副轴承嵌入部21。而且，曲轴5在主轴承嵌入部20和副轴承嵌入部21之间具有主轴承侧偏心部5A和副轴承侧偏心部5B，主轴承侧偏心部5A和副轴承侧偏心部5B具有180度的相位差而偏心，主轴承侧偏心部5A和副轴承侧偏心部5B形成一体。主轴承侧辊11旋转自如地嵌入曲轴5的主轴承侧偏心部5A，副轴承侧辊12旋转自如地嵌入副轴承侧偏心部5B。以分别抵接于主轴承侧辊11以及副轴承侧辊12的外周的方式，主轴承侧叶片13嵌合于主轴承侧工作缸7，副轴承侧叶片14嵌合于副轴承侧工作缸9。即，压缩机构部具有主轴承侧压缩要素、副轴承侧压缩要素、以及隔板8，所述主轴承侧压缩要素具有主轴承侧偏心部5A、嵌合于主轴承侧偏心部5A的主轴承侧辊11、及抵接于主轴承侧辊11外周而配置的主轴承侧工作缸7，所述副轴承侧压缩要素具有副轴承侧偏心部5B、嵌合于副轴承侧偏心部5B的副轴承侧辊12、及抵接于副轴承侧辊12外周而配置的副轴承侧工作缸9，所述隔板8位于主轴承侧压缩要素和主轴承侧偏心部之间。

在压缩机构部的轴向外侧配置有支承曲轴5的主轴承嵌入部20以及副轴承嵌入部21。通过将主轴承嵌入部20以及副轴承嵌入部21分别嵌入主轴承6以及副轴承10，曲轴5被配置成旋转自如。

利用主轴承紧固螺栓15将主轴承侧工作缸7紧固于主轴承6。另外，利用副轴承紧固螺栓16隔着隔板8将副轴承10以及副轴承侧工作缸9紧固于主轴承侧工作缸7。然后，通过焊接等将主轴承6的外径固定在筒体1A上，由此压缩机构部被固定在密闭容器1内。

在密闭容器1内封入有必要量的冷冻机油（未图示）。

经吸入灌2被吸入到主轴承侧工作缸7以及副轴承侧工作缸9中的制冷剂在各压缩要素（主轴承侧压缩要素以及副轴承侧压缩要素）中从吸入

压力被压缩到排出压力。之后，被压缩了的制冷剂暂时被排出到密闭容器 1 内，从在密闭容器 1 设置的排出管 17 排出到空调机等循环中。

利用图 2，以下说明双工作缸旋转压缩机的组装工序。首先，在主轴承 6 中嵌入主轴承嵌入部 20。将主轴承侧工作缸 7 暂时固定于主轴承 6，将曲轴 5 旋转自如地嵌入主轴承 6。将主轴承侧辊 11 旋转自如地嵌入曲轴 5 的主轴承侧偏心部 5A。调整主轴承侧工作缸 7 的内径和主轴承侧辊 11 外径的间隙，紧固主轴承 6 和主轴承侧工作缸 7。之后，嵌入主轴承侧叶片 13（图 2（A））。

接着，从曲轴 5 的副轴承嵌入部 21 插入隔板 8，通过副轴承侧偏心部 5B，安装到主轴承侧工作缸 7 上（图 2（B））。

之后，将副轴承侧辊 12 旋转自如地嵌入曲轴 5 的副轴承侧偏心部 5B。在隔板上安装副轴承侧工作缸 9。调整副轴承侧工作缸 9 的内径和副轴承侧辊 12 外径的间隙，利用定位螺栓（未图示）暂时固定。之后，嵌入副轴承侧叶片 14。

接着，将副轴承 10 旋转自如地嵌入曲轴 5 的副轴承嵌入部 21。利用副轴承紧固螺栓 16 经隔板 8 以及副轴承侧工作缸 9 将副轴承 10 固定在主轴承侧工作缸上（图 2（D））。

在双工作缸旋转压缩机中，为了从副轴承嵌入部 21 插入隔板 8（图 2（B）），不得不使隔板 8 的内径大于副轴承侧偏心部 5B 的外径。隔板 8 的内径越小，就越能够充分确保由隔板 8 内径和主轴承侧辊 11 以及副轴承侧辊 12 外径决定的密封长度 L 。通常，由于主轴承侧偏心部 5A 的外径和副轴承侧偏心部 5B 的外径相同，所以主轴承侧偏心部 5A 和副轴承侧偏心部 5B 的外径以及隔板 8 的内径相同。在主轴承侧偏心部 5A 和副轴承侧偏心部 5B 的外径以及隔板 8 的内径相同时，如图 8 的现有技术所示，无法充分确保由隔板 8 内径和主轴承侧辊 11 以及副轴承侧辊 12 外径决定的密封长度 L ，有时会因泄漏使得压缩机的能力和效率下降。在此，在本发明中，如图 3 所示，使副轴承侧偏心部 5B 的外径小于主轴承侧偏心部 5A 的外径。通过使副轴承侧偏心部 5B 的外径小于主轴承侧偏心部 5A 的外径，能够缩小隔板 8 的内径，因此与主轴承侧偏心部 5A 和副轴承侧偏心部 5B 的外径以及隔板 8 的内径相同的情况相比，能够充分确保密封压

缩室的密封长度 L。因此，能够防止因泄漏造成的压缩机的效率下降。另外，隔板 8 的内径优选大于等于副轴承侧偏心部 5B 的外径，且小于主轴承侧偏心部 5A 的外径。更优选的是使副轴承侧偏心部 5B 的外径与隔板 8 的内径大致相同。通过使副轴承侧偏心部 5B 的外径与隔板 8 的内径大致相同，能够使密封压缩室的密封长度 L 最长。

在此，在现有技术中，使主轴承侧偏心部 5A 的在反偏心侧的外径小于主轴承嵌入部 20 的外径，尽量减小偏心部外径。但是，若使主轴承侧偏心部 5A 的在反偏心侧的外径小于主轴承嵌入部 20 的外径，则加工困难，进而，曲轴 5 的主轴承嵌入部 20 和主轴承侧偏心部 5A 的连结部的刚性下降，可靠性下降。在本实施例中，使曲轴 5 的主轴承侧偏心部 5A 的反偏心侧的外径大于主轴承嵌入部 20 的外径。通过使主轴承侧偏心部 5A 的反偏心侧的外径大于主轴承嵌入部 20 的外径，加工变得容易，且能够充分确保曲轴 5 的强度。另外，即使曲轴 5 的副轴承侧偏心部 5B 的反偏心侧外径大于副轴承嵌入部 21 的外径，也能够取得和上述同样的效果。

另外，在本实施例中，使曲轴 5 的副轴承嵌入部 21 的外径小于主轴承嵌入部 20 的外径。主轴承嵌入部 20 以及副轴承嵌入部 21 外径越小，越能够减小滑动损失。通过相对于主轴承嵌入部 20 减小不需要刚性的副轴承嵌入部 21 的外径，作为整体能够担保必要的刚性，同时能够降低滑动损失。

【实施例 2】

图 4 是表示本发明的第二实施例的双工作缸旋转压缩机的纵剖面图。利用副轴承侧辊 12 的形状，对曲轴 5 的主轴承侧偏心部 5A 与主轴承侧辊 11 的合计不平衡量以及曲轴 5 的副轴承侧偏心部 5B 与副轴承侧辊 12 的合计不平衡量进行匹配。现有的转子 4 的平衡重 4A、4B 没有必要变更，直接可以留下使用，因此能够抑制重新制作转子 4 引起的成本上升。

【实施例 3】

图 5 是表示本发明的第三实施例的双工作缸旋转压缩机的纵剖面图。曲轴 5 的主轴承侧偏心部 5A 与主轴承侧辊 11 的合计不平衡量以及曲轴 5 的副轴承侧偏心部 5B 与副轴承侧辊 12 的合计不平衡量被设定成不相等，作为平衡重仅在转子 4 的下侧设置有平衡重 4B。在同样的位置设置于曲

轴 5 也可以。与实施例 1 同样可充分确保密封长度 L，使压缩机的能力以及效率提高，并且在本实施例中，还能够抑制振动。另外，由于平衡重有一个，所以能够降低平衡重的成本。

【实施例 4】

图 6 是表示本发明的第四实施例的双工作缸旋转压缩机的纵剖面图。曲轴 5 的主轴承侧偏心部 5A 与主轴承侧辊 11 的合计不平衡量以及曲轴 5 的副轴承侧偏心部 5B 与副轴承侧辊 12 的合计不平衡量被设定成不相等，作为平衡重仅在曲轴 5 的副轴承侧偏心部 5B 的下侧设置有平衡重 18。与实施例 1 同样可充分确保密封长度 L，使压缩机的能力以及效率提高，并且在本实施例中，还能够抑制振动。另外，由于平衡重有一个，所以能够降低平衡重的成本。

根据上述各实施例，通过使副轴承侧偏心部 5B 的外径小于主轴承侧偏心部 5A 的外径，能够减小隔板 8 的内径，因此，能够充分确保由隔板 8 的内径和主轴承侧辊 11 以及副轴承侧辊 12 的外径决定的密封长度 L，其结果是能够防止因泄漏造成的压缩机的能够下降和压缩机的效率下降。

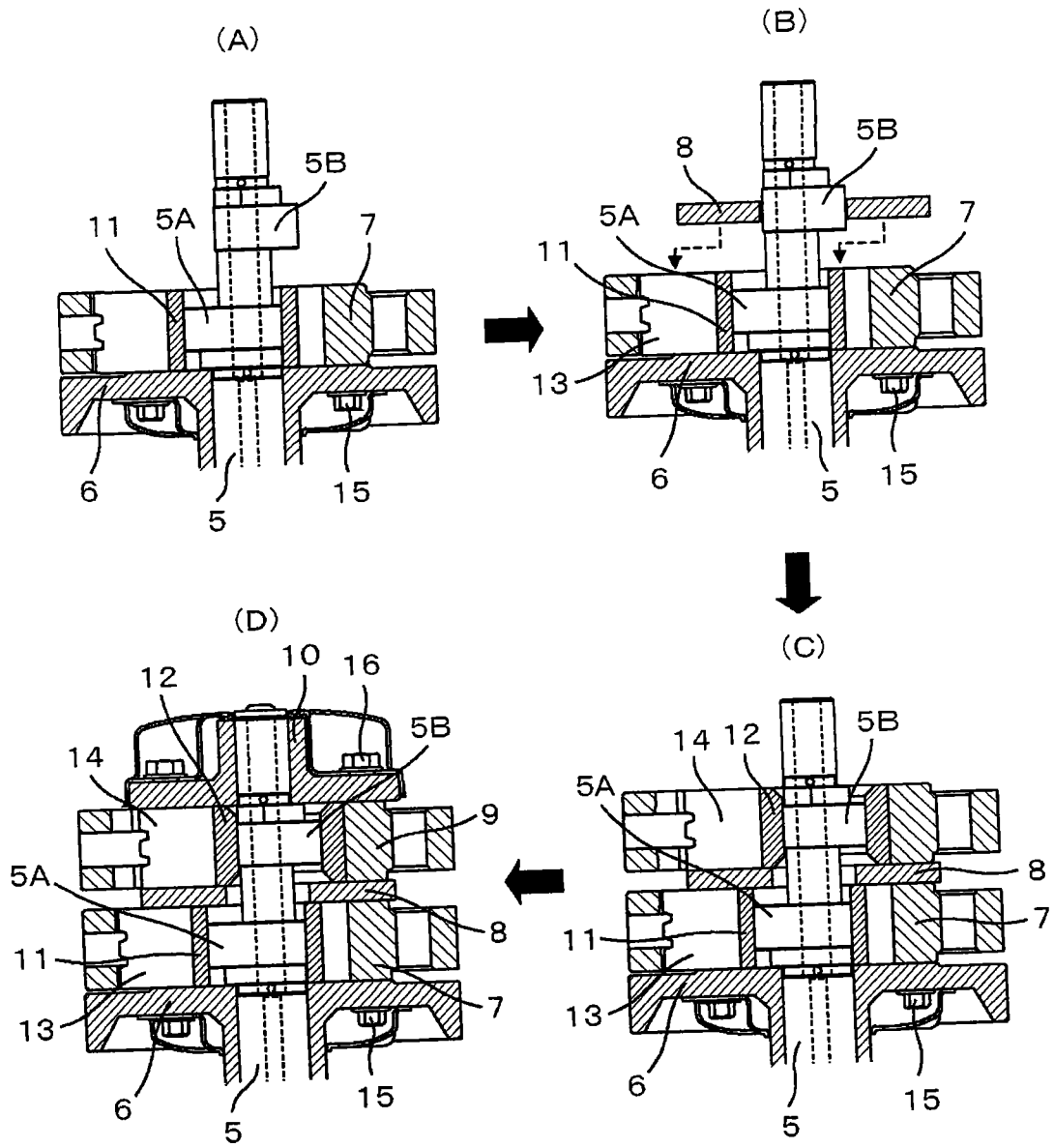


图 2

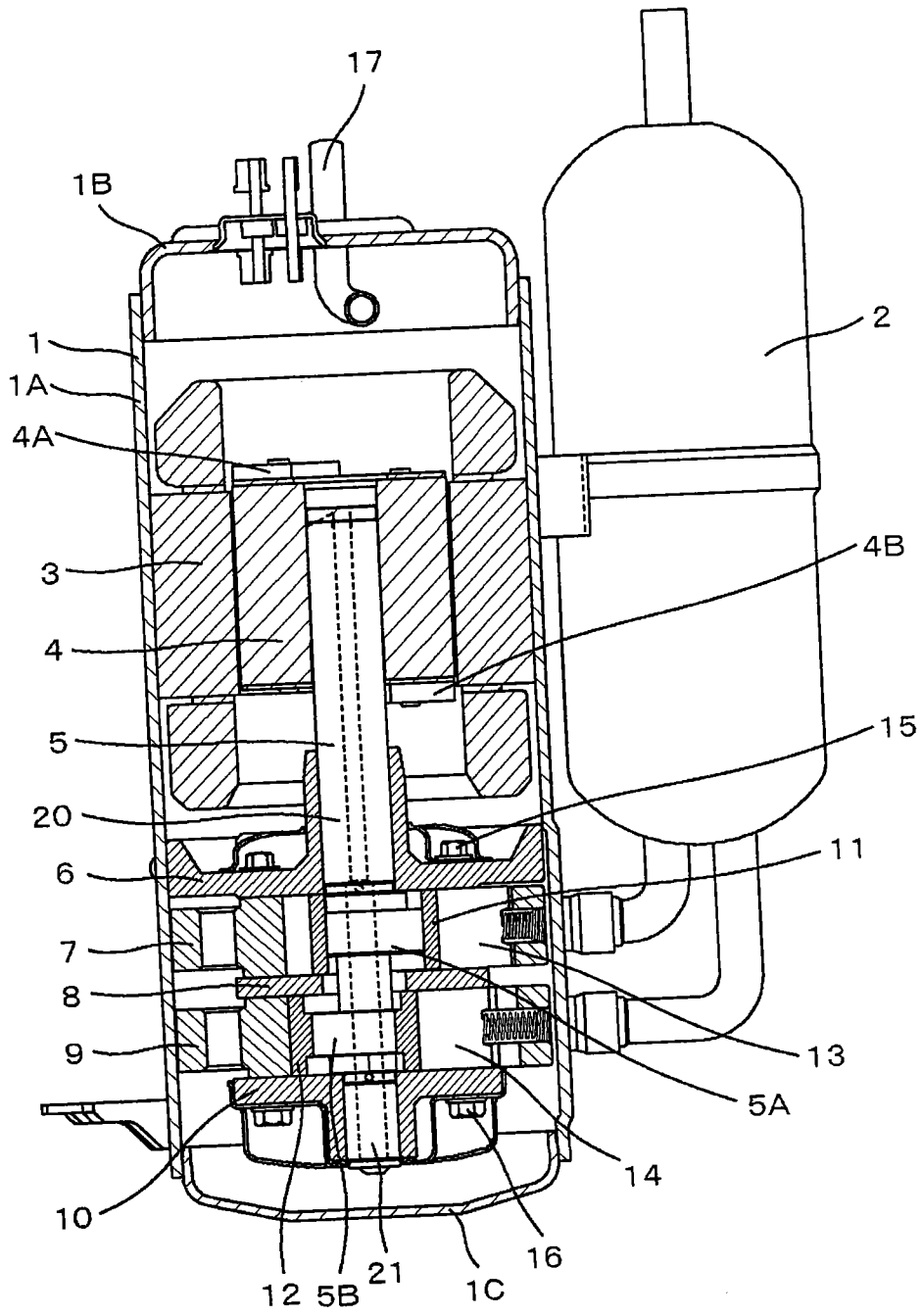


图 4

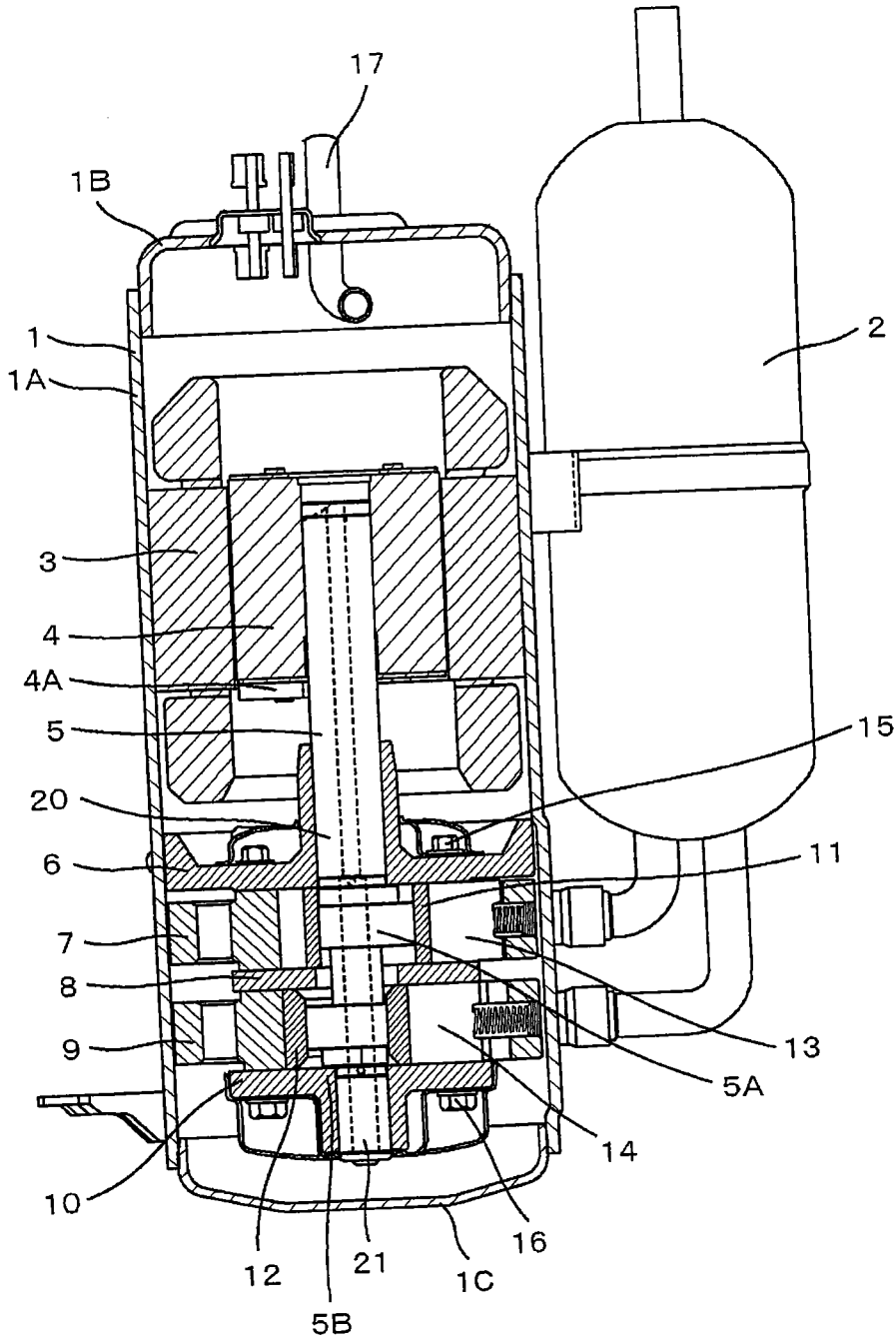


图 5

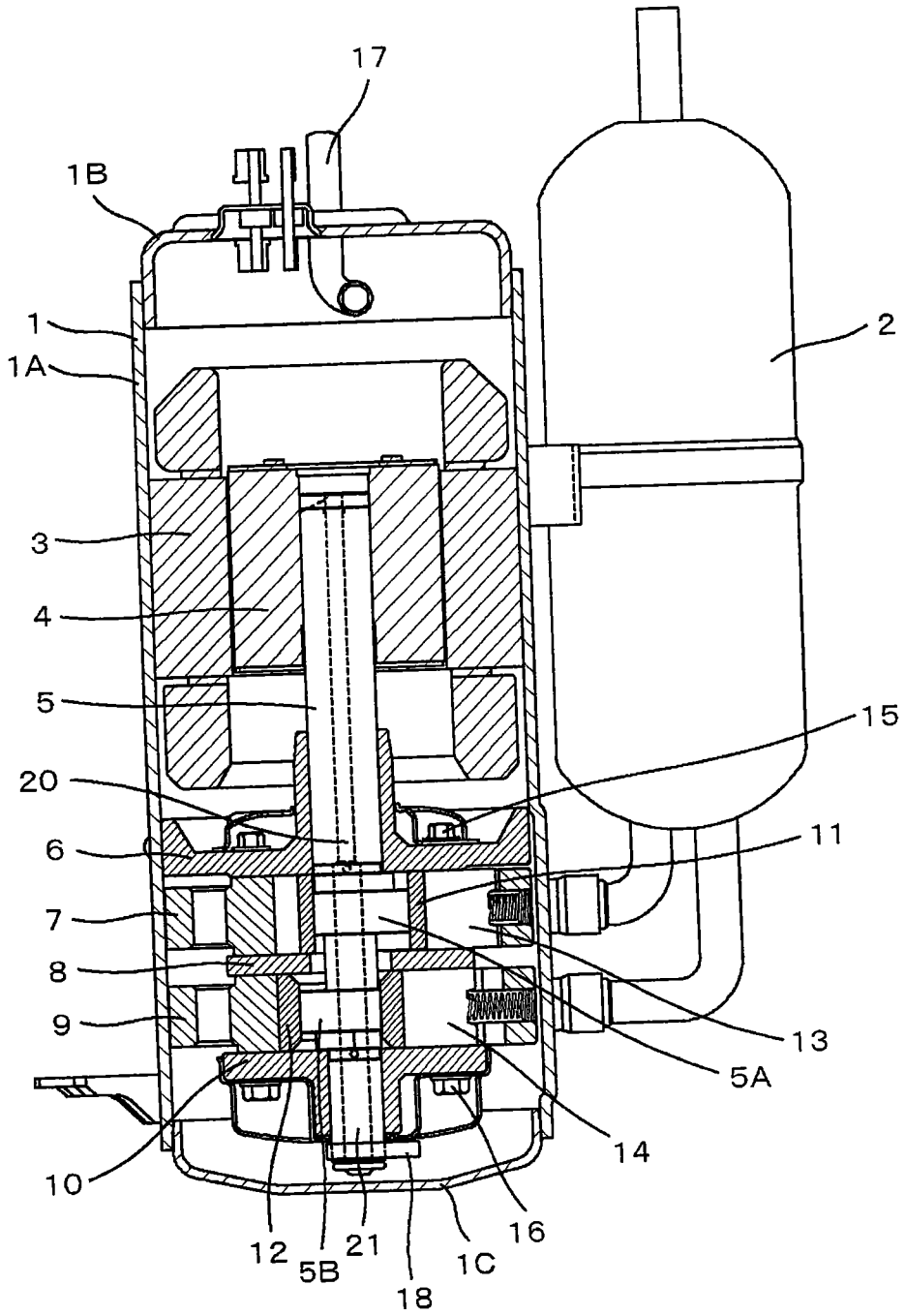


图 6

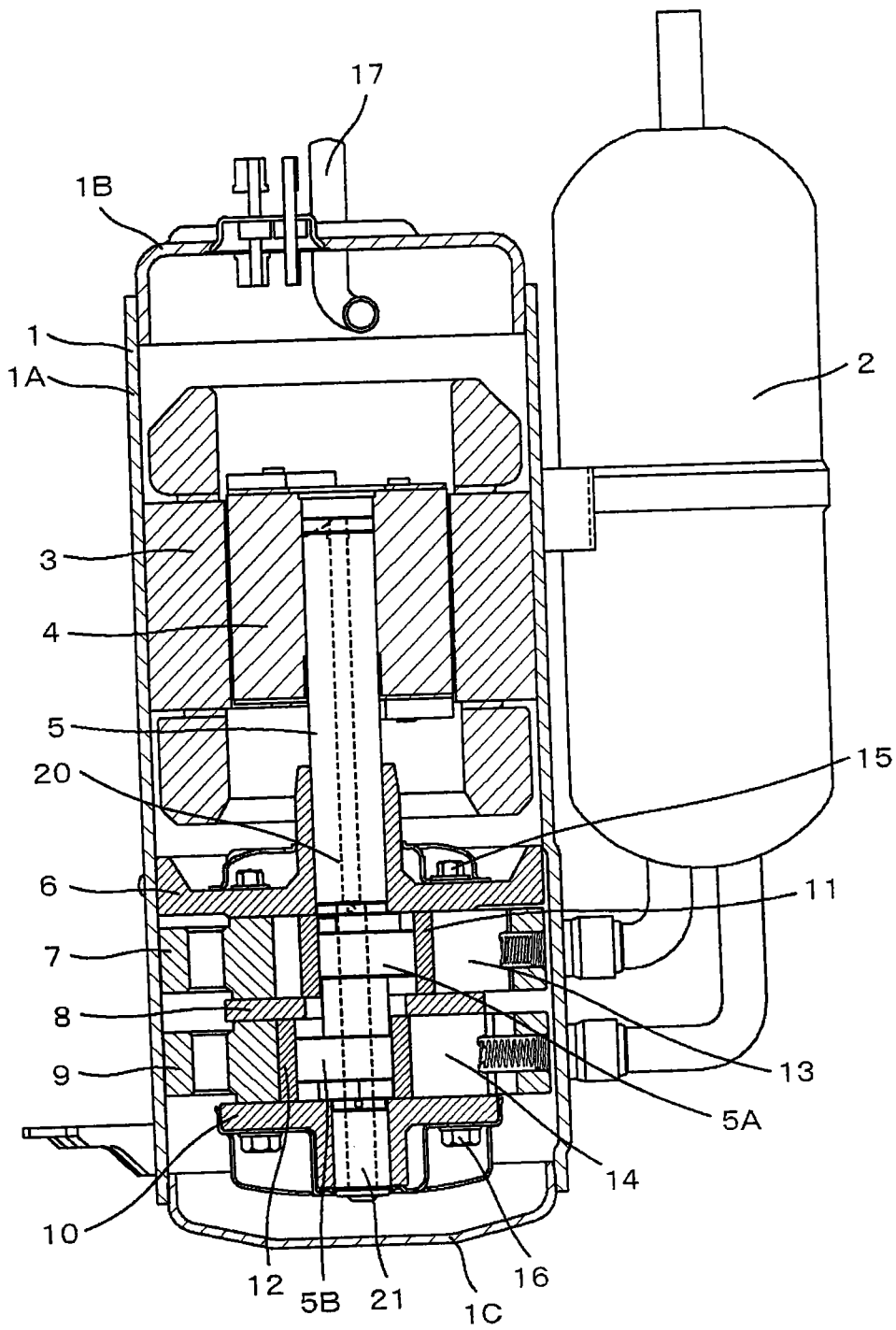


图 7

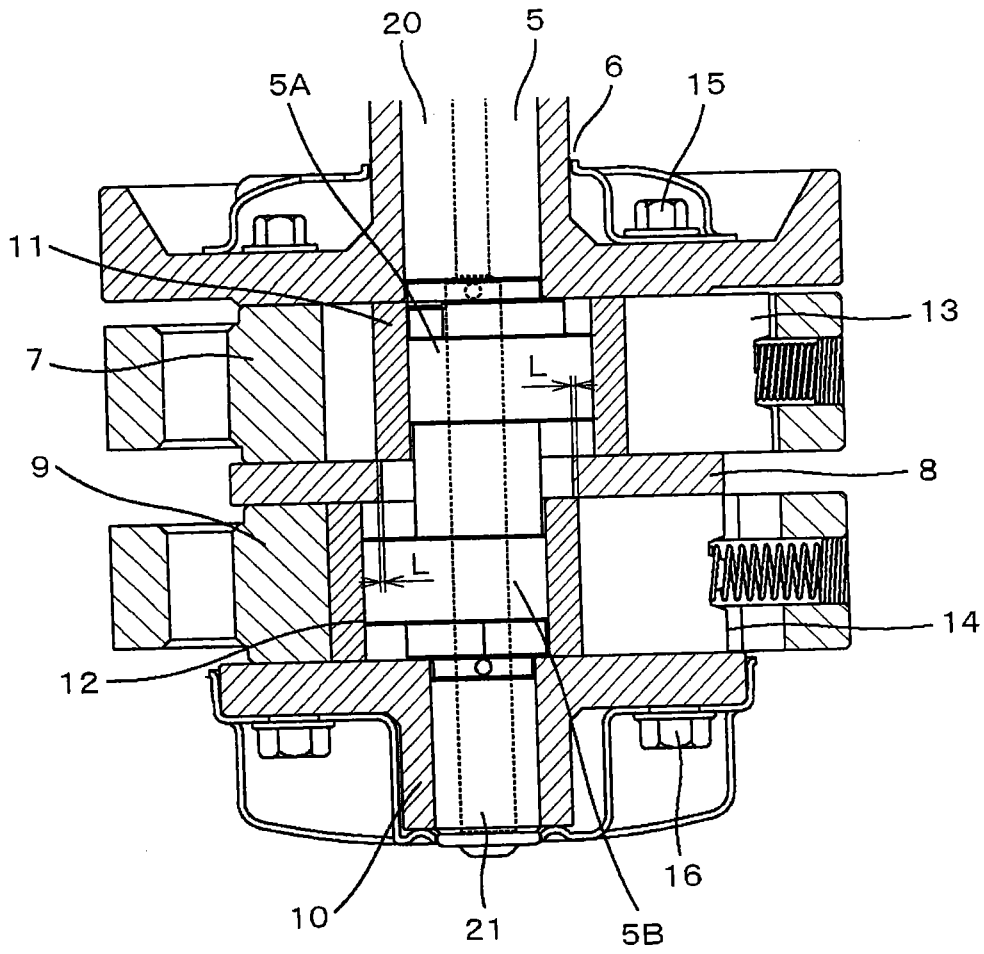


图 8