

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

F04C 18/356 (2006.01)

F04C 23/00 (2006.01)

F04C 29/00 (2006.01)



[12] 发明专利申请公布说明书

[21] 申请号 200880022382.0

[43] 公开日 2010年3月31日

[11] 公开号 CN 101688535A

[22] 申请日 2008.8.28

[21] 申请号 200880022382.0

[30] 优先权

[32] 2007.8.28 [33] JP [31] 221616/2007

[86] 国际申请 PCT/JP2008/065461 2008.8.28

[87] 国际公布 WO2009/028633 日 2009.3.5

[85] 进入国家阶段日期 2009.12.28

[71] 申请人 东芝开利株式会社

地址 日本东京

[72] 发明人 平山卓也

[74] 专利代理机构 上海专利商标事务所有限公司
代理人 马淑香

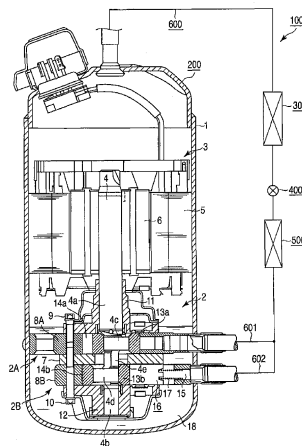
权利要求书4页 说明书22页 附图12页

[54] 发明名称

多汽缸旋转式压缩机及制冷循环装置

[57] 摘要

一种多汽缸旋转式压缩机(200),当主轴部(4a)的半径为 R_m 、副轴部(4b)的半径为 R_s 、曲柄轴部(4c)的半径为 R_c 、偏心量为 e 时,满足: $R_c < R_m + e$ 、 $R_c \geq R_s + e$,连结部(4e)在第二曲柄轴部的反偏心侧周面上包括处于与第二曲柄轴部外周面相同的位置或处于比外周面更靠内侧位置、且半径比副轴部的半径大的A周面(50),在第一曲柄轴部的反偏心侧周面上包括相对于第一曲柄轴部条件相同的B周面(51),当连结部轴向长度为 L 、第一滚筒轴向长度为 H 、第一滚筒内径部的倒角部(20)的轴向长度为 C_r 、第二曲柄轴部的倒角部(22)的轴向长度为 R_s 时,满足: $H > L \geq H - C_r - C_s$ 。



1. 一种多汽缸旋转式压缩机，其特征在于，具有：

转轴，该转轴包括被主轴承枢轴支撑的主轴部、被副轴承枢轴支撑的副轴部、偏心设于主轴部与副轴部之间并分别嵌合有滚筒的多个曲柄轴部、将相邻的曲柄轴部相互连结的连结部；以及

多个缸室，该多个缸室将所述转轴上的各个曲柄轴部和所述滚筒能自由偏心旋转地收容，

当所述转轴上的所述主轴部的半径为 R_m 、所述副轴部的半径为 R_s 、所述曲柄轴部的半径为 R_c 、所述曲柄轴部的偏心量为 e 时，满足： $R_c < R_m + e \cdots$
(1)、 $R_c \geq R_s + e \cdots$ (2)，

连结设于所述主轴部侧的第一曲柄轴部与设于所述副轴部侧的第二曲柄轴部的所述连结部在所述第二曲柄轴部的反偏心侧周面上包括 A 周面，该 A 周面处于与第二曲柄轴部的外周面相同的位置或比第二曲柄轴部的外周面更靠内侧的位置，且半径比所述副轴部的半径 R_s 大，

所述连结部在所述第一曲柄轴部的反偏心侧周面上包括 B 周面，该 B 周面处于与第一曲柄轴部的外周面相同的位置或比第一曲柄轴部的外周面更靠内侧的位置，且半径比所述副轴部的半径 R_s 大，

当所述连结部的轴向长度为 L 、与所述第一曲柄轴部嵌合的滚筒的轴向长度为 H 、设于与第一曲柄轴部嵌合的滚筒的内径部上的倒角部的轴向长度为 C_r 、设于所述第二曲柄轴部的倒角部的轴向长度为 C_s 时，满足： $H > L \geq H - C_r - C_s \cdots$ (3)。

2. 一种多汽缸旋转式压缩机，其特征在于，具有：

转轴，该转轴包括被主轴承枢轴支撑的主轴部、被副轴承枢轴支撑的副轴部、偏心设于主轴部与副轴部之间并分别嵌合有滚筒的多个曲柄轴部、将相邻的曲柄轴部相互连结的连结部；以及

多个缸室，该多个缸室将所述转轴上的各个曲柄轴部和所述滚筒能自由偏心旋转地收容，

当所述转轴上的所述主轴部的半径为 R_m 、所述副轴部的半径为 R_s 、所述曲柄轴部的半径为 R_c 、所述曲柄轴部的偏心量为 e 时, 满足: $R_c < R_m + e \cdots$
(4)、 $R_c \geq R_s + e \cdots$ (5),

连结设于所述主轴部侧的第一曲柄轴部与设于所述副轴部侧的第二曲柄轴部的所述连结部在所述第二曲柄轴部的反偏心侧周面上包括: A0 周面, 该 A0 周面处于与第二曲柄轴部的外周面相同的位置或处于比第二曲柄轴部的外周面更靠内侧的位置, 且半径比所述副轴部的半径 R_s 大; 以及 A1 周面, 该 A1 周面在所述 A0 周面与第一曲柄轴部之间处于比第二曲柄轴部的反偏心侧外周面更靠外侧的位置,

所述连结部在所述第一曲柄轴部的反偏心侧周面上包括: B0 周面, 该 B0 周面处于与第一曲柄轴部的外周面相同的位置或处于比第一曲柄轴部的外周面更靠内侧的位置, 且半径比所述副轴部的半径 R_s 大; 以及 B1 周面, 该 B1 周面在所述 B0 周面与第二曲柄轴部之间处于比第一曲柄轴部的反偏心侧外周面更靠外侧的位置,

所述连结部在将所述 A1 周面与所述 B1 周面合在一起的状态下的最外径 ΦS_o 形成得比与所述第一曲柄轴部嵌合的滚筒的内径 ΦR_i 小,

所述连结部的轴向中间部由 A0 周面及 B0 周面形成,

而且, 当 A0 周面的轴向长度为 K_a 、B0 周面的轴向长度为 K_b 、与第一曲柄轴部嵌合的滚筒的轴向长度为 H 、设于与第一曲柄轴部嵌合的滚筒内径部上的倒角部的轴向长度为 C_r 、设于第二曲柄轴部的倒角部的轴向长度为 C_s 时, 满足: $H > K_a \geq H - C_r - C_s \cdots$ (6)、 $H > K_b \geq H - C_r - C_s \cdots$ (7)。

3. 如权利要求 1 或 2 所述的多汽缸旋转式压缩机, 其特征在于,

所述 A 周面和所述 A0 周面形成为其中心位置与第二曲柄轴部的中心位置大致一致的圆周面,

所述 B 周面和所述 B0 周面形成为其中心位置与第一曲柄轴部的中心位置大致一致的圆周面。

4. 如权利要求 2 所述的多汽缸旋转式压缩机, 其特征在于, 所述 A1 周面和所述 B1 周面形成为与所述转轴的主轴部及副轴部的旋转中心大致一

致的圆周面。

5. 一种多汽缸旋转式压缩机，其特征在于，具有：

转轴，该转轴包括被主轴承枢轴支撑的主轴部、被副轴承枢轴支撑的副轴部、偏心设于主轴部与副轴部之间并分别嵌合有滚筒的多个曲柄轴部、将相邻的曲柄轴部相互连结的连结部；以及

多个缸室，该多个缸室将所述转轴上的各个曲柄轴部和所述滚筒能自由偏心旋转地收容，

当所述转轴上的所述主轴部的半径为 R_m 、所述副轴部的半径为 R_s 、所述曲柄轴部的半径为 R_c 、所述曲柄轴部的偏心量为 e 时，满足： $R_c < R_m + e \cdots (8)$ 、 $R_c \geq R_s + e \cdots (9)$ ，

连结设于所述主轴部侧的第一曲柄轴部与设于所述副轴部侧的第二曲柄轴部的所述连结部在所述第二曲柄轴部的反偏心侧周面上包括： A_0 周面，该 A_0 周面处于与第二曲柄轴部的外周面相同的位置或处于比第二曲柄轴部的外周面更靠内侧的位置，且半径比所述副轴部的半径 R_s 大； A_1 周面，该 A_1 周面在所述 A_0 周面与第一曲柄轴部之间处于比第二曲柄轴部的反偏心侧外周面更靠外侧的位置；以及第一倾斜曲面，该第一倾斜曲面设于所述 A_0 周面与 A_1 周面间的台阶部，

所述连结部在所述第一曲柄轴部的反偏心侧周面上包括： B_0 周面，该 B_0 周面处于与第一曲柄轴部的外周面相同的位置或处于比第一曲柄轴部的外周面更靠内侧的位置，且半径比所述副轴部的半径 R_s 大； B_1 周面，该 B_1 周面在所述 B_0 周面与第二曲柄轴部之间处于比第一曲柄轴部的反偏心侧外周面更靠外侧的位置；以及第二倾斜曲面，该第二倾斜曲面设于所述 B_0 周面与 B_1 周面间的台阶部。

6. 如权利要求 5 所述的多汽缸旋转式压缩机，其特征在于，

所述第一倾斜曲面的中心位置与所述第二曲柄轴部的中心位置大致一致，

所述第二倾斜曲面的中心位置与所述第一曲柄轴部的中心位置大致一致。

7. 如权利要求 5 或 6 所述的多汽缸旋转式压缩机，其特征在于，
所述第一倾斜曲面的向外周侧延长的延长面不与第一曲柄轴部发生干
扰，

所述第二倾斜曲面的向外周侧延长的延长面不与第二曲柄轴部发生干
扰。

8. 一种制冷循环装置，其特征在于，包括：权利要求 1 至 7 中任一项
所述的多汽缸旋转式压缩机、冷凝器、膨胀装置、以及蒸发器。

多汽缸旋转式压缩机及制冷循环装置

技术领域

本发明涉及一种将压缩机构部改进后的多汽缸旋转式压缩机和包括该多汽缸旋转式压缩机来构成制冷循环的制冷循环装置。

背景技术

在包括制冷循环回路的制冷循环装置中可采用各种类型的压缩机，而在空气调节器中则多采用双缸型压缩机、即多汽缸旋转式压缩机。该种压缩机在密封壳内收容有电动机部和多个压缩机构部，上述电动机部和压缩机构部通过转轴连结。

上述压缩机构部中，转轴由以下部件构成：主轴部，该主轴部被主轴承枢轴支撑；副轴部，该副轴部被副轴承枢轴支撑；多个曲柄轴部，该多个曲柄轴部偏心设于上述主轴部与副轴部之间并分别嵌合有滚筒；以及连结部，该连结部将上述曲柄轴部相互连结。曲柄轴部和滚筒可自由偏心旋转地收容在形成于缸内径部的缸室中。

即，在主轴部侧和副轴部侧设有两个曲柄轴部，并设有两个包括收容曲柄轴部和滚筒的缸室的缸。此外，在这些缸之间夹设有中间分割板，形成于各曲柄轴部间的上述连结部处于与上述中间分割板相对的位置。

多汽缸旋转式压缩机中，为减少摩擦损耗、提高效率，较为理想的是尽可能减小转轴的滑动部分处的直径最大的曲柄轴部的直径。并且，最好进一步缩小缸的高度(轴向长度)并增大曲柄轴部的偏心量来实现滑动损失的降低。

一般来说，构成上述转轴的主轴部及副轴部被设定为彼此相等的半径 R_m 。此外，当上述曲柄轴部的半径为 R_c 、曲柄轴部的偏心量分别为 e 时，通过设定为 $R_c < R_m + e$ ，能缩小曲柄轴部和缸室的直径，得到上述有利条件。

在此，问题在于，为在曲柄轴部嵌合滚筒而在组装作业中需要对设于曲柄

轴部彼此间的连结部的轴向长度 L 和与曲柄轴部嵌合的滚筒的轴向长度 (=缸的厚度) H 进行比较。例如, 将连结部的轴向长度 L 设定成比滚筒的轴向长度 H 小 ($L < H$)。

此时, 即使能从副轴部侧的端面套上滚筒并插通设于副轴部侧的曲柄轴部和连结部, 当上述滚筒的套设侧端面与设于主轴部侧的曲柄轴部的端面抵接时, 由于上述 ($L < H$) 关系, 因而滚筒的反套设侧 (与套设侧相反的一侧) 端面处于与设于副轴部侧的曲柄轴部相对的位置。即, 在滚筒整体未从副轴部侧的曲柄轴部拔出的状态下, 与主轴部侧的曲柄轴部端面抵接, 无法进行向主轴部侧的曲柄轴部的嵌合。

因此, 日本专利特开 2003-328972 号公报中公开了如下技术: 将副轴部的直径设为比主轴部的直径小, 使曲柄轴部的反偏心轴侧 (与偏心轴相反的一侧) 的外周面比主轴部外周面凹下, 在连结部 (连接部) 设置与主轴部的外径相比直径较小的部分, 并且将该直径较小部分的轴向长度设为嵌合于主轴部侧的曲柄轴部的滚筒的轴向长度以上。

此外, 日本专利实公昭 55-48887 号公报中公开了一种曲柄轴, 该曲柄轴由以下结构组成: 圆柱部, 该圆柱部的形成于彼此相邻的曲柄轴部 (曲柄销) 间的连结部 (连接部) 与转轴轴线同心且外径尺寸为曲柄轴部外径尺寸以下; 以及连接厚壁部, 该连接厚壁部位于上述圆柱部的两端面, 其截面形状是在使圆柱部和曲柄轴部沿转轴轴线方向重叠时重叠形成的形状。

若如上述日本专利特开 2003-328972 号公报所述构成, 则形成上述 $R_c < R_m + e$ 的结构, 从副轴部侧的端面套上滚筒, 使设于副轴部侧的曲柄轴部通过, 一旦处于连结部的位置, 就能将滚筒组装在主轴部侧的曲柄轴部。此后, 若在副轴部侧的曲柄轴部处组装另外的滚筒, 则能简单地完成作业。

但是, 日本专利特开 2003-328972 号公报的技术中, 需要在主轴部侧的曲柄轴部与副轴部侧的曲柄轴部之间的连结部处设置与主轴部的外径相比直径较小的部分, 并且将该直径较小部分的轴向长度设为与主轴部侧的曲柄轴部嵌合的滚筒的轴向长度以上。

藉此, 特别是当嵌合于主轴部侧的曲柄轴部的滚筒的轴向长度较长时, 不

得不形成轴向长度在该长度以上的连结部，曲柄轴部彼此间距离变大而使连结部的刚性降低，因而会产生可靠性和性能上的问题。

与此相对，日本专利实公昭 55-48887 号公报所记载的技术中，连结部的截面积能比现有的截面积大，而使刚性增大。然而，上述技术是将连杆的大直径部与曲柄轴部连接，大直径部的轴向长度(厚度)与连结部的轴向长度相比形成得极短。

因此，将连杆的大直径部与曲柄轴部连接不会产生任何问题。不过，如上所述，若考虑到在曲柄轴部嵌合滚筒，则由于连结部的轴向长度 L 需设定为比滚筒(曲柄轴部)的轴向长度 H 长或与其相等($L \geq H$)，因而在连结部的刚性保持上遗留有问题。

发明内容

本发明根据上述情况发明而成，其目的在于提供一种多汽缸旋转式压缩机及制冷循环装置，上述多汽缸旋转式压缩机以包括多组压缩机构部为前提，能从副轴部侧的端面套上并组装嵌合于主轴部侧的曲柄轴部的滚筒，并尽可能缩小曲柄轴部的直径来降低滑动损失，缩短作为曲柄轴部彼此间距离的连结部的轴向长度，以实现压缩机构部的小型化和压缩性能及可靠性的提升，上述制冷循环装置包括上述多汽缸旋转式压缩机，以得到制冷效率和可靠性的提升。

为满足上述目的，本发明的多汽缸旋转式压缩机具有：转轴，该转轴包括被主轴承枢轴支撑的主轴部、被副轴承枢轴支撑的副轴部、偏心设于主轴部与副轴部之间并分别嵌合有滚筒的多个曲柄轴部、将相邻的曲柄轴部相互连结的连结部；以及多个缸室，该缸室将上述转轴上的各个曲柄轴部和滚筒可自由偏心旋转地收容，当主轴部的半径为 R_m 、副轴部的半径为 R_s 、曲柄轴部的半径为 R_c 、曲柄轴部的偏心量为 e 时，满足： $R_c < R_m + e \cdots (1)$ 、 $R_c \geq R_s + e \cdots (2)$ ，连结部设于主轴部侧的第一曲柄轴部与设于副轴部侧的第二曲柄轴部的连结部在第二曲柄轴部的反偏心侧(与偏心侧相反的一侧)周面包括 A 周面，该 A 周面处于与第二曲柄轴部的外周面相同的位置或处于比第二曲柄轴部的外周面更靠内侧的位置，且半径比副轴部的半径 R_s 大，上述连结部在第一曲柄轴部的

反偏心侧周面包括 B 周面, 该 B 周面处于与第一曲柄轴部的外周面相同的位置或处于比第一曲柄轴部的外周面更靠内侧的位置, 且半径比副轴部的半径 R_s 大, 当上述连结部的轴向长度为 L 、与上述第一曲柄轴部嵌合的滚筒的轴向长度为 H 、设在与第一曲柄轴部嵌合的滚筒的内径部的倒角部的轴向长度为 C_r 、设于第二曲柄轴部的倒角部的轴向长度为 C_s 时, 满足: $H > L \geq H - C_r - C_s \cdots (3)$ 。

为满足上述目的, 本发明的制冷循环装置由上述所记载的多汽缸旋转式压缩机、冷凝器、膨胀装置以及蒸发器构成。

附图说明

图 1 是本发明第一实施方式的多汽缸旋转式压缩机的概略剖视图和制冷循环装置的制冷循环结构图。

图 2A 是表示第一实施方式的多汽缸旋转式压缩机的转轴的一部分和第一滚筒的尺寸形状及结构的剖视图。

图 2B 是第一实施方式的多汽缸旋转式压缩机的转轴的一部分的沿 T-T 线剖切的剖视图。

图 3 是第一实施方式的多汽缸旋转式压缩机的气体荷重方向和气体荷重大小的特性图。

图 4A 是表示从副轴部侧套上第一实施方式的多汽缸旋转式压缩机的第一滚筒到嵌合组装于第一曲柄轴部为止的作业的说明图。

图 4B 是表示从副轴部侧套上第一实施方式的多汽缸旋转式压缩机的第一滚筒到嵌合组装于第一曲柄轴部为止的作业的说明图。

图 4C 是表示从副轴部侧套上第一实施方式的多汽缸旋转式压缩机的第一滚筒到嵌合组装于第一曲柄轴部为止的作业的说明图。

图 4D 是表示从副轴部侧套上第一实施方式的多汽缸旋转式压缩机的第一滚筒到嵌合组装于第一曲柄轴部为止的作业的说明图。

图 5 是表示第一实施方式的多汽缸旋转式压缩机的第一滚筒位于连结部时彼此的尺寸形状的说明图。

图 6 是省略表示本发明第二实施方式的多汽缸旋转式压缩机的一部分的

概略剖视图。

图 7A 是表示第二实施方式的多汽缸旋转式压缩机的一部分转轴和第一滚筒的尺寸形状及结构的剖视图。

图 7B 是第二实施方式的多汽缸旋转式压缩机的转轴的一部分的沿 T-T 线剖切的剖视图。

图 8A 是表示从副轴部侧套上第二实施方式的多汽缸旋转式压缩机的第一滚筒到嵌合组装于第一曲柄轴部为止的作业的说明图。

图 8B 是表示从副轴部侧套上第二实施方式的多汽缸旋转式压缩机的第一滚筒到嵌合组装于第一曲柄轴部为止的作业的说明图。

图 8C 是表示从副轴部侧套上第二实施方式的多汽缸旋转式压缩机的第一滚筒到嵌合组装于第一曲柄轴部为止的作业的说明图。

图 8D 是表示从副轴部侧套上第二实施方式的多汽缸旋转式压缩机的第一滚筒到嵌合组装于第一曲柄轴部为止的作业的说明图。

图 8E 是表示从副轴部侧套上第二实施方式的多汽缸旋转式压缩机的第一滚筒到嵌合组装于第一曲柄轴部为止的作业的说明图。

图 9 是表示第二实施方式的多汽缸旋转式压缩机的第一滚筒位于连结部时彼此的尺寸形状的说明图。

图 10 是省略表示本发明第一实施方式和第二实施方式的变形例的多汽缸旋转式压缩机的一部分的概略剖视图。

图 11 是省略了本发明第三实施方式的多汽缸旋转式压缩机的一部分的概略剖视图。

图 12A 是表示第三实施方式的多汽缸旋转式压缩机的压缩机构部所采用的转轴的一部分的尺寸形状的说明图。

图 12B 是表示第三实施方式的多汽缸旋转式压缩机的压缩机构部所采用的转轴的一部分的相对于第一滚筒的尺寸形状的说明图。

图 13 是表示加工第三实施方式的多汽缸旋转式压缩机的转轴的第一倾斜曲面、第二倾斜曲面的状态的说明图。

具体实施方式

以下，根据附图对本发明的实施方式进行说明。图 1 是第一实施方式的多汽缸旋转式压缩机 200 的截面结构和包括上述多汽缸旋转式压缩机 200 的制冷循环装置 R 的概略结构图。

首先，从制冷循环装置 R 的结构开始说明，其包括多汽缸旋转式压缩机 200、冷凝器 300、膨胀装置 400、蒸发器 500 及未图示的气液分离器，这些构成零件依次通过制冷剂管 600 连通。如后所述，在多汽缸旋转式压缩机 200 中压缩后的制冷剂气体被排出到制冷剂管 600，按上述构成零件的顺序循环来实现制冷循环作用，并再次被吸入到多汽缸旋转式压缩机 200 中。

接着，对上述多汽缸旋转式压缩机 200 进行详细说明。图中的符号 1 为密闭壳，在该密闭壳 1 内的下部设有压缩机构部 2，而在其上部设有电动机部 3。这些压缩机构部 2 和电动机部 3 通过转轴 4 连结。

上述电动机部 3 使用例如无刷 DC 同步电动机(也可以是 AC 电动机或商用电动机)，并由如下部件构成：定子 5，该定子 5 被压入固定于密闭壳 1 内表面；以及转子 6，该转子 6 在上述定子 5 内侧隔开规定间隙地配置，并嵌接于上述转轴 4。

上述压缩机构部 2 包括第一压缩机构部 2A 及第二压缩机构部 2B。上述第一压缩机构部 2A 形成于上部侧，包括第一缸 8A。第二压缩机构部 2B 与第一缸 8A 隔着中间分割板 7 形成于下部，并包括第二缸 8B。

第一缸 8A 压入固定于密闭壳 1 的内周面，在其上表面部载置有主轴承 11。主轴承 11 通过安装螺栓 9 与阀盖一起安装于第一缸 8A。副轴承 12 与阀盖在上述第二缸 8B 的下表面部重叠，通过安装螺栓 10 与上述中间分割板 7 一起安装固定于第一缸 8A。

上述转轴 4 的被主轴承 11 枢轴支撑的部位称为主轴部 4a，转轴 4 最下端的被副轴承 12 枢轴支撑的部位称为副轴部 4b。转轴 4 的贯穿第一缸 8A 内径部的部位一体设有第一曲柄轴部 4c，贯穿第二缸 8B 内径部的部位一体设有第二曲柄轴部 4d。

换言之，上述第一曲柄轴部 4d 设于主轴部 4a 侧，上述第二曲柄轴部 4e 设于副轴部 4b 侧。上述曲柄轴部 4c、4d 彼此间夹设有连设部 4e，与上述中间分割板 7 相对。另外，在后面特别对连设部 4e 及其周边的构成零件的尺寸形状进行说明。

各曲柄轴部 4c、4d 彼此以大致 180° 的相位差、从转轴 4 的主轴部 4a 和副轴部 4b 的中心轴彼此分别偏心相同的量而形成，且彼此为相同直径。第一曲柄轴部 4c 与第一滚筒 13a 的内径部嵌合，第二曲柄轴部 4d 与第二滚筒 13b 的内径部嵌合。上述第一滚筒 13a、第二滚筒 13b 彼此形成为相同外径。

第一缸 8A 和第二缸 8B 各自的内径部被上述主轴承 11 和中间分割板 7 及副轴承 12 划定上下表面。第一滚筒 13a 及第一曲柄轴部 4c 可自由偏心旋转地收容于由上述构件划分形成的第一缸室 14a 中。第二滚筒 13b 及第二曲柄轴部 4d 可自由偏心旋转地收容于由上述构件划分形成的第二缸室 14b 中。

第一滚筒 13a 与第二滚筒 13b 彼此间有 180° 的相位差，其被设计成在转轴 4 被驱动而旋转的状态下，各个滚筒 13a、13b 的沿轴向的周面的一部分能在与第一缸室 14a、第二缸室 14b 的周壁线接触的同时偏心旋转。

第一缸 8A、第二缸 8B 中设有叶片室 15，各叶片室 15 中收容有叶片 16 及弹簧构件 17(均只图示一个)。上述弹簧构件 17 为压缩弹簧，对叶片 16 施加弹力(背压)，使其前端沿各滚筒 13a、13b 周面的轴向弹性地线接触。

因此，各个叶片 16 沿叶片室 15 作往复运动，且不论第一滚筒 13a、第二滚筒 13b 的旋转角度如何，都与这些滚筒线接触，将第一缸室 14a、第二缸室 14b 隔开成两室。

上述主轴承 11 及副轴承 12 上设有排出阀机构，分别与各缸室 14a、14b 连通，且用阀盖覆盖。如后所述，在各缸室 14a、14b 中压缩后的制冷剂气体上升到规定压力的状态下，排出阀机构打开。压缩后的制冷剂气体从缸室 14a、14b 通过排出阀机构向阀盖内排出，继而引导到密闭壳 1 内。

以贯穿上述密闭壳 1 并且从第一缸 8A 的外周面延伸到内径部的方式设

有吸入孔。上述吸入孔连接有从上述蒸发器 500 连通到气液分离器的制冷剂管 601。而且，以贯穿密闭壳 1、从第二缸 8B 的外周面延伸到内径部的方式设有吸入孔，该吸入孔连接有从蒸发器 500 连通气液分离器的制冷剂管 602。

另外，密闭壳 1 内底部形成有集积润滑油的积油部 18，上述第二压缩机构部 2B 的全部和第一压缩机构部 2A 的大半部分处于浸渍在润滑油中的状态。伴随转轴 4 的旋转，设于副轴部 4b 端面的油泵抽出润滑油，能向构成压缩机构部 2 的零件的滑动部分供油。

如上所述构成的多汽缸旋转式压缩机 200，在向电动机部 3 通电后转轴 4 被驱动而旋转，第一滚筒 13a 在第一缸室 14a 内偏心移动，第二滚筒 13b 在第二缸室 14b 内偏心移动。各缸室 14a、14b 中由叶片 16 隔开，在开口有吸入孔的一侧的室内通过吸入侧的制冷剂管 601、602 吸入气液分离器中分离后的制冷剂气体。

由于设于转轴 4 的第一曲柄轴部 4c、第二曲柄轴部 4d 彼此以 180° 的相位差形成，因此向各缸室 14a、14b 内吸入制冷剂气体的时间也存在 180° 的相位差。通过第一滚筒 13a、第二滚筒 13b 偏心移动，排出阀机构侧的室的容积减少，压力相应上升。

当排出阀机构侧的室的容积达到规定容积时，该室中压缩后的制冷剂气体上升到规定压力。同时排出阀机构打开，被压缩并高温高压化后的制冷剂气体被排出到阀盖内。向排出阀机构排出压缩后的制冷剂气体的时间也存在 180° 的相位差。

压缩后的制冷剂气体从各阀盖直接地或间接地向密闭壳 1 内的压缩机构部 2 与电动机部 3 之间的空间部导出。然后，在形成于转轴 4 与构成电动机部 3 的转子 6 之间、转子 6 与定子 5 之间以及定子 5 与密闭壳 1 内周壁之间的间隙内流通，并充满形成于电动机 3 上部侧的密闭壳 1 内空间部。

压缩后的制冷剂气体从多汽缸旋转式压缩机 200 向制冷剂管 600 导出，并被引导到冷凝器 300 中进行冷凝液化，引导到膨胀装置 400 中进行绝热膨胀，引导到蒸发器 500 中进行蒸发，从周围夺取蒸发潜热实现制冷作用。

蒸发后的制冷剂被引导到气液分离器中进行气液分离，只有气体部分被吸入多汽缸旋转式压缩机 200 的压缩机构部 2 中并再次被压缩。

接着，对构成转轴 4 的连结部 4e 及其周边的构成零件的尺寸形状进行详细说明。

图 2A 是说明压缩机构部 2 侧的转轴 4 的一部分和第一滚筒 13a 的结构图，图 2B 是沿图 2A 的 T-T 线剖切的剖视图。

当构成上述转轴 4 的上述主轴部 4a 的半径为 R_m 、上述副轴部 4b 的半径为 R_s 、上述第一曲柄轴部 4c 和第二曲柄轴部 4d 的半径各为 R_c 、各曲柄轴部 4c、4d 的偏心量为 e 时，构成为使下述式(1)成立：

$$R_c < R_m + e \cdots (1)$$

藉此来缩小第一曲柄轴部 4c 和第二曲柄轴部 4d 以及第一缸室 14a 和第二缸室 14b 的直径，以实现摩擦损耗的减少和压缩效率的提升。

构成为使下述式(2)成立：

$$R_c \geq R_m + e \cdots (2)$$

藉此能从副轴部 4b 端面套上第一滚筒 13a 并使其通过第二曲柄轴部 4d。因此，最终能向第一曲柄轴部 4c 嵌合。

在此，在图中的状态下，确认第一曲柄轴部 4c 的中心轴线位置从主轴部 4a 和副轴部 4b 的中心轴线位置偏心到图的左侧，并确认第二曲柄轴部 4d 的中心轴线位置从主轴部 4a 和副轴部 4b 的中心轴线位置偏心到图的右侧，在此基础上形成以下结构。

连结上述第一曲柄轴部 4c 与第二曲柄轴部 4d 的连结部 4e 特意形成为如图 2B 中用实线表示的截面形状(为避免附图繁琐而省略剖面线)。

即，图 2B 中，当绘制纵向中心轴线和与该纵向中心轴线正交的横向中心轴线时，纵向中心轴线和横向中心轴线间的交点与主轴部 4a 和副轴部 4b 的中心轴线一致。在剖切上述连结部 4e 后的状态下的外形形状为以纵向中心轴线为基准的左右对称的圆弧状。

进一步说明的话，连结部 4e 的截面外形形状中，以纵向中心轴线为基准的图左侧的圆弧状表面为相对于第二曲柄轴部 4d 位于反偏心侧(与偏心

侧相反的一侧)的周面,以下称该周面为“A周面”50。而且,以纵向中心轴线为基准的图右侧的圆弧状表面为相对于第一曲柄轴部4c位于反偏心侧的周面,以下称该周面为“B周面”51。

上述A周面50形成在与第二曲柄轴部4d的外周面相同的位置或形成处于比第二曲柄轴部4d的外周面更靠内侧的位置,并且形成为半径比上述副轴部4b的半径 R_s 大的圆弧状。

上述B周面51形成在与第一曲柄轴部4c的外周面相同的位置或形成处于比第一曲柄轴部4c的外周面更靠内侧的位置,并且形成为半径比上述副轴部4b的半径 R_s 大的圆弧状。

因此,连结部4e的截面形状形成为沿纵向中心轴线的厚度最大。例如,当横向中心轴线为 $\theta=0^\circ$ 时,在 $\theta=90^\circ$ 的位置上厚度为最大。

上述连结部4e形成如上所述的截面外形形状,而且,当连结部4e的轴向长度为L、与设于主轴部4a侧的第一曲柄轴部4c嵌合的第一滚筒13a的轴向长度为H时,第一滚筒13a的轴向长度H被设定为比连结部4e的轴向长度L长($H>L$)。而且,第一滚筒13a的内径两端部分别设有实施规定量的倒角加工的倒角部20。

采用满足如上所述条件的转轴4的多汽缸旋转式压缩机200中,若进行制冷剂气体的压缩作用,则转轴4上会施加如下所述的气体荷重。

图3是表示施加于第一曲柄轴部4c的气体荷重的方向 θ [deg]与气体荷重的大小F之间的关系的特性图。

从上述特性图可知,若将施加于第一曲柄轴部4c的气体荷重的方向以图2B所示的 θ 为基准来表示,则气体荷重的大小F在 $\theta=90^\circ$ 附近时最大。如上所述,连结部4e的沿纵向中心轴线的 $\theta=90^\circ$ 方向部分的厚度最大,刚性变大,能抑制由气体荷重而引起的连结部4e的变形。

另外,上述日本专利实公昭55-48887公报中记载了“形成于曲柄轴部间的连结部通过连结反偏心侧外周圆弧来形成时无法得到充分的强度”,但这主要只是针对往复式压缩机的情况而言的,最大负荷容易施加于连结部的厚度最薄的方向。与此相对的是,如本发明的旋转式(回转式)压缩机

的情况下，最大负荷方向与连结部 4c 的厚度最大的方向相同，因而能形成足够有效的结构。

上述第一滚筒 13a 的轴向长度 H 设定为比连结部 4e 的轴向长度 L 长 ($H > L$)。换言之，将连结部 4e 的轴向长度 L 缩短，进一步增大连结部 4e 的刚性。

相反，将第一滚筒 13a 组装于第一曲柄轴部 4c 时，在将第一滚筒 13a 从副轴部 4b 套设到连结部 4e 的状态下，由于第一滚筒 13a 的轴向长度 H 比连结部 4e 的轴向长度 L 长，因此很难原样从连结部 4e 向第一曲柄轴部 4c 移动。

但是，如上所述，由于第一滚筒 13a 在内径两端部包括倒角部 20，因此当套设侧面到达第一曲柄轴部 4c 时，若改变滚筒 13a 的套设姿势，则能较为容易地与第一曲柄轴部 4c 嵌合。即，将第一滚筒 13a 组装到第一曲柄轴部 4c 的作业不麻烦，且没有任何隐患。

而且，再如图 2A 所示，通过在周面 A 中的第一曲柄轴部 4c 侧角部和周面 B 中的第二曲柄轴部 4d 侧角部分别设置加厚部(倒圆部)21，能在不损害上述作用效果的情况下增强连结部 4e 根部的强度，并能更高地保持连结部 4e 的刚性。

以下，对将第一滚筒 13a 嵌合组装于第一曲柄轴部 4c 的作业进行更为详细的说明。

图 4A~图 4D 是依次说明将第一滚筒 13a 组装于第一曲柄轴部 4c 为止的作业的图。

图 4A 表示将从副轴部 4b 端面插入后的第一滚筒 13a 移动并嵌合到第二曲柄轴部 4d 的状态。由于第一滚筒 13a 的内径端部设有倒角部 20，因此能顺畅地进行向第二曲柄轴部 4d 的嵌合。接着将第一滚筒 13a 进一步上升移动，使其到达连结部 4e。

图 4B 表示将第一滚筒 13a 移动到连结部 4e 后的状态。连结部 4e 的 A 周面 50 处于与第二曲柄轴部 4d 的外周面相同或比外周面更靠内侧的位置。因此，在将第一滚筒 13a 从第二曲柄轴部 4d 向连结部 4e 移动、使第一滚

筒 13a 的内径部与连结部 4e 的 A 周面 50 相对时，能没有任何阻碍地顺畅进行。

在此状态下，第一滚筒 13a 的套设侧端面(上端面)与第一曲柄轴部 4c 的下端面抵接。而且，由于第一滚筒的轴向长度 H 形成得比连结部 4e 的轴向长度 L 长，因此第一滚筒 13a 的下端面处于比连结部 4e 的下端更靠下侧的位置。

在这样的状态下直接进行移动以使第一滚筒 13a 的内径部与第一曲柄轴部 4c 相对是很困难的，因此如图中箭头所示，将第一滚筒 13a 向逆时针方向倾斜，以倾斜姿势向图的左侧方向平行移动。设于第一滚筒 13a 内径端部的倒角部 20 与第二曲柄轴部 4d 的角部抵接，且跨过该角部。

若继续移动第一滚筒 13a 并作用，则其下端面成为搁于第二曲柄轴部 4d 的上端面的状态。此外，第一滚筒 13a 内径部的一部分套于第一曲柄轴部 4c 下端的一部分，且不会发生此处的挂住等问题。

其结果是，如图 4C 所示，第一滚筒 13a 的内径部与第一曲柄轴部 4c 相对，并接触或接近。此外，第一滚筒 13a 的下端面搁于第二曲柄轴部 4d 的上端面，上述内径部与连结部 4e 的 B 周面 51 接触或极为接近。由于设于连结部 4e 的 B 周面 51 下端的加厚部 21 伸入第一滚筒 13a 内径部下端的倒角部 20，因此第一滚筒 13a 能正确地与第一曲柄轴部 4c 相对。

如图 4D 所示，若将第一滚筒 13a 向正上方移动，则第一滚筒 13a 的内径部必然与第一曲柄轴部 4c 嵌合。

如上所述，将第一滚筒 13a 的轴向长度 H 设定为比连结部 4e 的轴向长度 L 长 ($H > L$) 来缩短连结部 4e 的轴向长度 L、增大刚性，并且在连结部 4e 设置倒角部 20，藉此便能容易进行从副轴部 4b 侧通过连结部 4e 向第一曲柄轴部 4c 的嵌合。

图 5 表示将第一滚筒 13a 移动到连结部 4e 后的状态。在此，对采用上述结构并沿第二曲柄轴部 4d 的上端面周缘设置倒角部 22 进行说明。

即，先前已说明，当连结部 4e 的轴向长度为 L、与设于主轴部 4a 侧的第一曲柄轴部 4c 嵌合的第一滚筒 13a 的轴向长度为 H、设于第一滚筒 13a

的内径端部的倒角部 20 的轴向长度为 C_r 、设于第二曲柄轴部 4d 的上端面周缘的倒角部 22 的轴向长度为 C_s 时, $H > L$ 。而且, 构成为满足下述式 (3)。

$$L + C_s \geq H - C_r$$

$$L \geq H - C_r - C_s$$

$$H > L \geq H - C_r - C_s \cdots (3)$$

如上所述, 在将连结部 4e 的轴向长度 L 形成为比第一滚筒 13a 的轴向长度 H 小(短)的同时, 在第一滚筒 13a 设置倒角部 20, 在第二曲柄轴部 4d 也设置倒角部 22, 藉此能更容易进行第一滚筒 13a 通过副轴部 4b 和第二曲柄轴部 4d 向第一曲柄轴部 4c 的组装嵌合作业。

图 6 是第二实施方式的多汽缸旋转式压缩机 210 的局部剖视图。

上述压缩机 210 中, 第一压缩机构部 2A 和第二压缩机构部 2B 与电动机部 3 一起通过转轴 4 连结并收容于密闭壳 1 内的结构没有改变。电动机部 3 的结构与第一实施方式相同。第一压缩机构部 2A 和第二压缩机构部 2B 也基本与第一实施方式相同。因此, 对主要构成零件标记相同符号而省略其新的说明。

压缩机构部 2 中, 主轴承 11a 与压入固定于密闭壳 1 内的框 25 一体设置, 第一缸 8A 安装于上述框 25 的下表面部。中间分割板 7A 形成得较厚, 在密闭壳 1 的一部分和中间分割板 7A 外周面的范围内贯穿地设有吸入孔 26。

上述吸入孔 26 通过上述蒸发器 500 和气液分离器连接有吸入侧的制冷剂管 600。即, 第一实施方式中连接有两根制冷剂管 601、Pb, 而在本实施方式中只有一根制冷剂管 600。

上述吸入孔 26 从中间分割板 7A 的外周面开始设到邻近内径部的中途部, 从其前端朝斜上方向和斜下方向设有吸入导向孔 27a、27b。

斜上方向的吸入导向孔 27a 从第一缸 8A 下表面朝斜上方向设置, 并朝其内径部的第一缸室 14a 开口。斜下方向的吸入导向孔 27b 从第二缸 8B 上表面朝斜下方向延伸, 并朝其内径部的第二缸室 14b 开口。

因此, 导入一根制冷剂管 600 的制冷剂气体到达设于中间分割板 7A 的

吸入孔 26 后，分流并导向到两个吸入导向孔 27a、27b 中，分别被吸入到第一缸室 14a 和第二缸室 14b 内。

上述结构的多汽缸旋转式压缩机 210 中，中间分割板 7A 的板厚比用于第一实施方式的中间分割板 7 的板厚要厚，而第一缸 8A 和第二缸 8B 的板厚基本没有改变。

即，收容于第一缸室 14a 的第一曲柄轴部 4c 及第一滚筒 13a 的轴向长度和收容于第二缸室 14b 的第二曲柄轴部 4d 及第二滚筒 13b 的轴向长度没有改变，但与中间分割板 7A 相对设置并连结第一曲柄轴部 4c 与第二曲柄轴部 4d 的连结部 4f 的轴向长度比第一实施方式中的连结部 4e 的轴向长度要长。

而且，施加于连结部 4f 的气体荷重没有改变，因而在此状态下将无法保证连结部 4f 的刚性。因此，采用如下所述的对应结构来较高地保持连结部 4f 的刚性，并抑制变形以实现可靠性的提升。

接着，对构成转轴 4 的连结部 4f 及其周边的构成零件的尺寸形状进行详细说明。

图 7A 是说明压缩机构部 2 侧的转轴 4 的一部分和第一滚筒 13a 的结构图，图 7B 是沿图 7A 的 T-T 线剖切的剖视图。

当构成上述转轴 4 的上述主轴部 4a 的半径为 R_m 、上述副轴部 4b 的半径为 R_s 、上述第一曲柄轴部 4c 和第二曲柄轴部 4d 的半径各为 R_c 、各曲柄轴部 4c、4d 的偏心量为 e 时，构成为使下述式(4)成立：

$$R_c < R_m + e \cdots (4)$$

藉此第一曲柄轴部 4c 和第二曲柄轴部 4d 以及第一缸室 14a 和第二缸室 14b 的直径缩小，能实现摩擦损耗的减少和压缩效率的提升。

构成为使下述式(5)成立：

$$R_c \geq R_m + e \cdots (5)$$

藉此能从副轴部 4b 端面套上第一滚筒 13a 并使其通过第二曲柄轴部 4d。因此，最终能向第一曲柄轴部 4c 嵌合。

连结上述第一曲柄轴部 4c 与第二曲柄轴部 4d 的上述连结部 4f 特意形

成为如图 7B 中用实线表示的截面形状(省略剖面线)。

即, 连结部 4f 的第二曲柄轴部 4d 的反偏心侧周面包括: A0 周面 55, 该 A0 周面 55 处于与第二曲柄轴部 4d 的外周面相同的位置或处于比第二曲柄轴部 4d 的外周面更靠内侧的位置, 并形成比副轴部 4b 的半径 R_s 大的半径; 以及 A1 周面 56, 该 A1 周面 56 形成于上述 A0 周面 55 与第一曲柄轴部 4c 之间, 并处于比第二曲柄轴部 4d 的反偏心侧外周面更靠外侧的位置。

连结部 4f 的第一曲柄轴部 4c 的反偏心侧包括: B0 周面 57, 该 B0 周面 57 处于与第一曲柄轴部 4c 的外周面相同的位置或处于比第一曲柄轴部 4c 的外周面更靠内侧的位置, 并形成比副轴部 4b 的半径 R_s 大的半径; 以及 B1 周面 58, 该 B1 周面 58 形成于上述 B0 周面 57 与第二曲柄轴部 4d 之间, 并处于比第一曲柄轴部 4c 的反偏心侧外周面更靠外侧的位置。

如后(图 8)所述, 在将上述 A1 周面 56 与上述 B1 周面 58 合在一起的状态下的最外径 ΦS_o 形成得比嵌合于第一曲柄轴部 4c 的第一滚筒 13a 的内径 ΦR_i 小。而且, 连结部 4f 的轴向中间部由 A0 周面 55 和 B0 周面 57 形成。

由于形成如上所述的连结部 4f 的截面形状, 因此为了提升性能而采用 $R_c < R_m + e \cdots (4)$ 式的规格中, 相对设于主轴部 4a 侧的第一曲柄轴部 4c 能容易进行第一滚筒 13a 的嵌合组装。此外, 连结部 4f 的轴向长度较长, 但通过设置 A1 周面 56 和 B1 周面 58, 能保持连结部 4f 有较高的刚性, 并能防止变形。

即, 如先前所述, 气体荷重 F 在 $\theta = 90^\circ$ 附近处最大, 与此相对, 如图 7B 所示, 连结部 4f 的截面形状为沿纵向中心轴线的 $\theta = 90^\circ$ 方向的厚度最大, 因此刚性大, 并能抑制由气体荷重而引起的连结部 4f 的变形。

此外, 由于连结部 4f 包括 A1 周面 56 和 B1 周面 58, 因此能减小(缩短)由作为刚性最弱的表面的 A0 周面 55 和 B0 周面 57 组成的部分的轴向长度, 并能抑制由气体荷重而引起的连结部 4f 的变形。

以下, 对本实施方式中将第一滚筒 13a 嵌合组装于第一曲柄轴部 4c 的作业进行更为详细的说明。

图 8A~图 8E 是依次说明将第一滚筒 13a 组装于第一曲柄轴部 4c 为止的作业的图。

图 8A 表示将从副轴部 4b 端面套上后的第一滚筒 13a 移动并嵌合到第二曲柄轴部 4d 的状态。由于第一滚筒 13a 的内径端部设有倒角部 20, 因此能顺畅地进行向第二曲柄轴部 4d 的嵌合。在上述状态下, 将第一滚筒 13a 上升移动, 使其与连结部 4e 相对。

图 8B 表示将第一滚筒 13a 移动到连结部 4f 后的状态。由于使连结部 4f 的 A0 周面 55 处于与第二曲柄轴部 4d 的外周面相同的位置或处于比外周面更靠内侧的位置, 因此能没有任何阻碍且顺畅地使第一滚筒 13a 从第二曲柄轴部 4d 移动到连结部 4f。

然后, 将第一滚筒 13a 原样地向图的左侧方向水平移动, 并将第一滚筒 13a 的内径部与连结部 4f 的 B1 周面 58 抵接, 之后上升移动。

如图 8C 所示, 第一滚筒 13a 的内径部形成套于 A1 周面 56 及 B1 周面 58 两者的状态。如先前所说明, 由于在将 A1 周面 56 与 B1 周面 58 合在一起的状态下的最外径 ΦS_0 形成得比第一滚筒 13a 的内径 ΦR_i 小, 因此第一滚筒 13a 的内径部能相对于 A1 周面 56 和 B1 周面 58 两者顺畅地上升移动。

第一滚筒 13a 的上端面与第一曲柄轴部 4c 的下端面抵接后, 将第一滚筒 13a 向图的左侧方向移动, 使其搁于 B1 周面 58 的上端面并滑动。这样, 如图 8D 所示, 第一滚筒 13a 的内径部与 B0 周面 57 抵接, 并与 A1 周面 56 隔开间隔。在上述状态下, 第一滚筒 13a 的内径部正确地与第一曲柄轴部 4c 相对。因此, 若将第一滚筒 13a 向正上方移动, 则如图 8E 所示, 第一滚筒 3a 的内径部必然与第一曲柄轴部 4c 嵌合。

如上所述, 轴向长度较长的连结部 4f 中, 在 A0 周面 55 与第一曲柄轴部 4c 之间设有 A1 周面 56, 在 B0 周面 57 与第二曲柄轴部 4d 之间设有 B1 周面 58。因此, 连结部 4f 能得到刚性的增大, 并且能顺畅地使第一滚筒 13a 从副轴部 4b 侧通过连结部 4f 向第一曲柄轴部 4c 嵌合。

图 9 表示将第一滚筒 13a 移动到连结部 4f 后的状态。在此, 对采用上

述结构并沿第二曲柄轴部 4d 的上端面周缘设置倒角部 22 进行说明。

当 A0 周面 55 的轴向长度为 Ka、B0 周面 57 的轴向长度为 Kb、与第一曲柄轴部 4c 嵌合的第一滚筒 13a 的轴向长度为 H、设于第一滚筒 13a 的内径端部的倒角部 20 的轴向长度为 Cr、设于第二曲柄轴部 4d 的上述倒角部 22 的轴向长度为 Cs 时，构成为使下述式(6)、式(7)成立。

$$H > Ka \geq H - Cr - Cs \cdots (6)$$

$$H > Kb \geq H - Cr - Cs \cdots (7)$$

这样，连结部 4f 的轴向长度与第一实施方式相比极长，并且在第一滚筒 13a 设置倒角部 20、在第二曲柄轴部 4d 设置倒角部 22，藉此便能更为容易地进行第一滚筒 13a 从副轴部 4b 端面通过第二曲柄轴部 4d 向第一曲柄轴部 4c 的组装。

另外，第一实施方式中构成连结部 4e 的 A 周面 50 和第二实施方式中构成连结部 4f 的 A0 周面 55 由与第二曲柄轴部 4d 的中心大致一致的圆周面构成。此外，第一实施方式中构成连结部 4e 的 B 周面 51 和第二实施方式中构成连结部 4f 的 B0 周面 57 由与第一曲柄轴部 4c 的中心大致相同的圆周面构成。

因此，构成连结部 4e 及连结部 4f 的各周面的圆弧形状能与第一曲柄轴部 4c 及第二曲柄轴部 4d 同轴地进行加工，因而能得到制造性的提升。

此外，第二实施方式中构成连结部 4f 的 A1 周面及 B1 周面 58 由与转轴 4 的旋转中心大致一致的圆周面构成。即，能与主轴部 4a 及副轴部 4b 同轴地进行加工，因而能得到制造性的提升。

图 10 是省略作为第一实施方式及第二实施方式的变形例的多汽缸旋转式压缩机 220 的一部分的纵剖图。

图中，除去后述的衬套 30，其他构成零件与第一实施方式(图 1)中所说明的多汽缸旋转式压缩机 200 完全相同，对相同构成零件标记相同符号并省略其新的说明。此外，虽未图示，但同样能作为第二实施方式中所说明的多汽缸旋转式压缩机 210 的变形例应用。

为了从副轴部 4b 端面套上第一滚筒 13a、并将其通过第二曲柄轴部 4d

和连结部 4e、4f 嵌合组装于第一曲柄轴部 4c，需要将上述副轴部 4b 的半径设定为 R_s 。与主轴部 4a 相比，副轴部 4b 的直径较细，在这样的状态下，相对于副轴承 12 的滑动直径变小，很难取保可靠性。

因此，上述多汽缸旋转式压缩机 220 中，在不改变副轴部 4b 的半径 R_s 的情况下，扩大加工枢轴支撑上述副轴部 4b 的副轴承 12 的枢支孔的直径。此外，在副轴部 4b 的周面与扩大后的枢支孔的周面之间的间隙中插入上述衬套 30。实际中，在副轴部 4b 的周面上压入固定衬套 30 并使其一体化，使衬套 30 能自由旋转地被副轴承 12 枢轴支撑。

因此，即使是为了从副轴部 4b 侧组装第一滚筒 13a 而缩小了副轴部 4b 直径的规格，也能通过衬套 30 扩大副轴承 12 的滑动直径，得到可靠性的提升。

图 11 是省略第三实施方式的多汽缸旋转式压缩机 230 一部分后的纵剖面图。

除去后述的连结部 4g，其他构成零件与先前第二实施方式(图 6)中所说明的多汽缸旋转式压缩机 210 的结构完全相同，对相同构成零件标记相同符号并省略其新的说明。另外，上述压缩机 210 中未图示叶片室 15、叶片 16 以及弹簧构件 17，但本压缩机 230 中在安装于第一缸 8A 后的状态下表示。

与第二实施方式中的多汽缸旋转式压缩机 210 相同，与第一实施方式中的多汽缸旋转式压缩机 200 的中间分割板 7 相比，中间分割板 7A 的板厚较厚，与中间分割板 7 相对设置的转轴 4 的连结部 4g 的轴向长度相应增长。因此，必需确保与气体荷重相对的连结部 4g 的刚性。

本实施方式的多汽缸旋转式压缩机 230 中，如下所述来确保连结部 4g 的刚性。

图 12A 是说明压缩机构部 2 侧的转轴 4 的一部分结构的图，图 12B 是说明第一滚筒 13 和连结部 4g 的结构图。

当构成上述转轴 4 的上述主轴部 4a 的半径为 R_m 、上述副轴部 4b 的半径为 R_s 、上述第一曲柄轴部 4c 和第二曲柄轴部 4d 的半径各为 R_c 、各曲柄

轴部 4c、4d 的偏心量为 e 时，构成为使下述式 (8) 成立：

$$R_c < R_m + e \cdots (8)$$

藉此第一曲柄轴部 4c 和第二曲柄轴部 4d 以及第一缸室 14a 和第二缸室 14b 的直径缩小，能实现摩擦损耗的减少和压缩效率的提升。

构成为使下述式 (9) 成立，

$$R_c \geq R_s + e \cdots (9)$$

藉此能从副轴部 4b 端面套上第一滚筒 13a 并使其通过第二曲柄轴部 4d。因此，最终能向第一曲柄轴部 4c 嵌合。

连结上述第一曲柄轴部 4c 与第二曲柄轴部 4d 的上述连结部 4g 在第二曲柄轴部 4d 的反偏心侧周面上包括：A0 周面 55，该 A0 周面 55 处于与第二曲柄轴部 4d 的外周面相同的位置或处于比第二曲柄轴部 4d 的外周面更靠内侧的位置，并形成半径比副轴部 4b 的半径 R_s 大；以及 A1 周面 56，该 A1 周面 56 形成于上述 A0 周面 55 与第一曲柄轴部 4c 之间，处于比第二曲柄轴部 4d 的反偏心侧外周面更靠外侧的位置。

而且，上述 A0 周面 55 与 A1 周面 56 之间的连设部分由于彼此半径不同而形成有台阶部，对上述台阶部进行后述加工，设置与圆锥状的一部分形状相同的第一倾斜曲面 60。

此外，连结部 4g 的第一曲柄轴部 4c 的反偏心侧周面包括：B0 周面 57，该 B0 周面 57 处于与第一曲柄轴部 4c 的外周面相同的位置或处于比第一曲柄轴部 4c 的外周面更靠内侧的位置，并形成半径比副轴部 4b 的半径 R_s 大；以及 B1 周面 58，该 B1 周面 58 形成于上述 B0 周面 57 与第二曲柄轴部 4d 之间，并处于比第一曲柄轴部 4c 的反偏心侧外周面更靠外侧的位置。

而且，上述 B0 周面 57 与 B1 周面 58 之间的连设部分由于彼此半径不同而形成有台阶部，对上述台阶部进行后述加工，设置与圆锥状的一部分形状相同的第二倾斜曲面 61。

如上所述，连结部 4g 在第二曲柄轴部 4d 的反偏心侧周面包括 A0 周面 55 和 A1 周面 56 以及第一倾斜曲面 60，在第一曲柄轴部 4c 的反偏心侧周面包括 B0 周面 57 和 B1 周面 58 以及第二倾斜曲面 61。

上述连结部 4g 中, 为了提升性能而采用 $R_c < R_m + e \cdots (8)$ 式的规格中, 相对设于主轴部 4a 侧的第一曲柄轴部 4c 能进行第一滚筒 13a 的嵌合组装。

上述连结部 4g 的轴向长度比第一实施方式中所说明的多汽缸旋转式压缩机 200 的连结部 4e 长, 但在 A0 周面 55 上设有 A1 周面 56 和第一倾斜曲面 60, 在 B0 周面 57 上设有 B1 周面 58 和第二倾斜曲面 61。

因此, 连结部 4g 中, 能在不减小与偏心方向成直角的方向的厚度的情况下增大偏心方向台阶部的倒角, 在确保刚性的同时能从转轴 4 的一个方向顺利地组装第一滚筒 13a, 能提供一种刚性高且通用性高的转轴 4。

另外, A0 周面 55 的中心位置与第二曲柄轴部 4d 的中心位置大致一致, B0 周面 57 的中心位置与第一曲柄轴部 4c 的中心位置大致一致。A1 周面 56 的中心位置与主轴部 4a 的中心位置大致一致, B1 周面 58 的中心位置与副轴部 4b 的中心位置大致一致。

由于主轴部 4a 与副轴部 4b 彼此的中心位置相同, 因此也可以说 A1 周面 56 的中心位置与副轴部 4b 的中心位置大致一致, B1 周面 58 的中心位置与主轴部 4a 的中心位置大致一致。

此外, 上述第一倾斜曲面 60 的中心位置与上述第一曲柄轴部 4c 的中心位置大致一致, 上述第二倾斜曲面 61 的中心位置与上述第二曲柄轴部 4d 的中心位置大致一致。

特别地, 如图 12B 所示, 通过将上述第一滚筒 13a 的半径设为 R_i 、在第一滚筒 13a 的内径端部设置倒角部 20 而产生的第一滚筒 13a 端面的内半径设为 R_t 、第一倾斜曲面 60 的最小半径设为 R_k , 构成为使下述式(10)成立:

$$R_i < R_k < R_t \cdots (10)$$

藉此从转轴 4 的副轴部 4b 侧组装第一滚筒 13a 时, 特别是能在不损伤第一滚筒 13a 的端面及内径部的情况下防止对作为组装对象的第一缸 8A 及第一曲柄轴部 4c 或主轴承 11、中间分割板 7A 造成损伤, 得到可靠性的提升。

图 13 简略地表示采用切削工具(刀具)对上述第一倾斜曲面 60 和第二

倾斜曲面 61 进行加工的状态。

在切削加工第一倾斜曲面 60 时，切削工具 700 与第一曲柄轴部 4c 隔开距离，并且彼此不接触。同样，在切削加工第二倾斜曲面 61 时，切削工具 700 与第二曲柄轴部 4d 隔开距离，并且彼此不接触。

即，上述第一倾斜曲面 60 的向外周侧延长的延长面不与第一曲柄轴部 4c 产生干扰，上述第二倾斜曲面 61 的向外周侧延长的延长面不与第二曲柄轴部 4d 产生干扰。

因此，在进行第一倾斜曲面 60 及第二倾斜曲面 61 的加工时，不需要分级采用倾斜角度不同的切削工具进行数次加工，而从加工初始便能采用与倾斜面角度相符的切削工具 700 来加工，不与各曲柄轴部 4c、4d 相互干扰，能提供一种制造容易、低成本的转轴(曲柄轴)4。

通过将以上所说明的转轴 4 用于多汽缸旋转式压缩机 200、210、220、230 中，便能在确保形成于曲柄轴部 4c、4d 彼此间的连结部 4e、4f、4g 的刚性的同时，从副轴部 4b 侧套上第一滚筒 13a 并嵌合组装于第一曲柄轴部 4c，从副轴部 4b 侧套上第二滚筒 13b 并嵌合组装于第二曲柄轴部 4d。

任一滚筒 13a、13b 的组装作业都能顺畅地进行，作业性好。而且，不用缩小主轴部 4a 的直径，能在保持其直径的状态下能使曲柄轴部 4c、4d 的直径缩小。因此，能降低滑动损失中占很大比重的曲柄轴部 4c、4d 的滑动损失，在确保提高可靠性和降低噪声及振动的同时，得到压缩性能的提高。

通过在构成制冷循环的制冷循环装置上装设上述多汽缸旋转式压缩机 200、210、220、230，在上述制冷循环装置中自然能得到制冷循环效率的提升。

另外，本发明不限于如上所述的实施方式本身，在实施阶段能在不脱离本发明要点的范围内对构成要素变形后进行具体化。此外，通过上述实施方式中公开的多种构成要素的适当组合，能形成各种发明。

工业上的可利用性

根据本发明，能提供一种能从副轴部侧的端面套上并组装嵌合于主轴

部侧的曲柄轴部的滚筒且能实现滑动损失的降低、小型化、压缩性能及可靠性提升的多汽缸旋转式压缩机、以及得到制冷效率和可靠性提升的制冷循环装置。

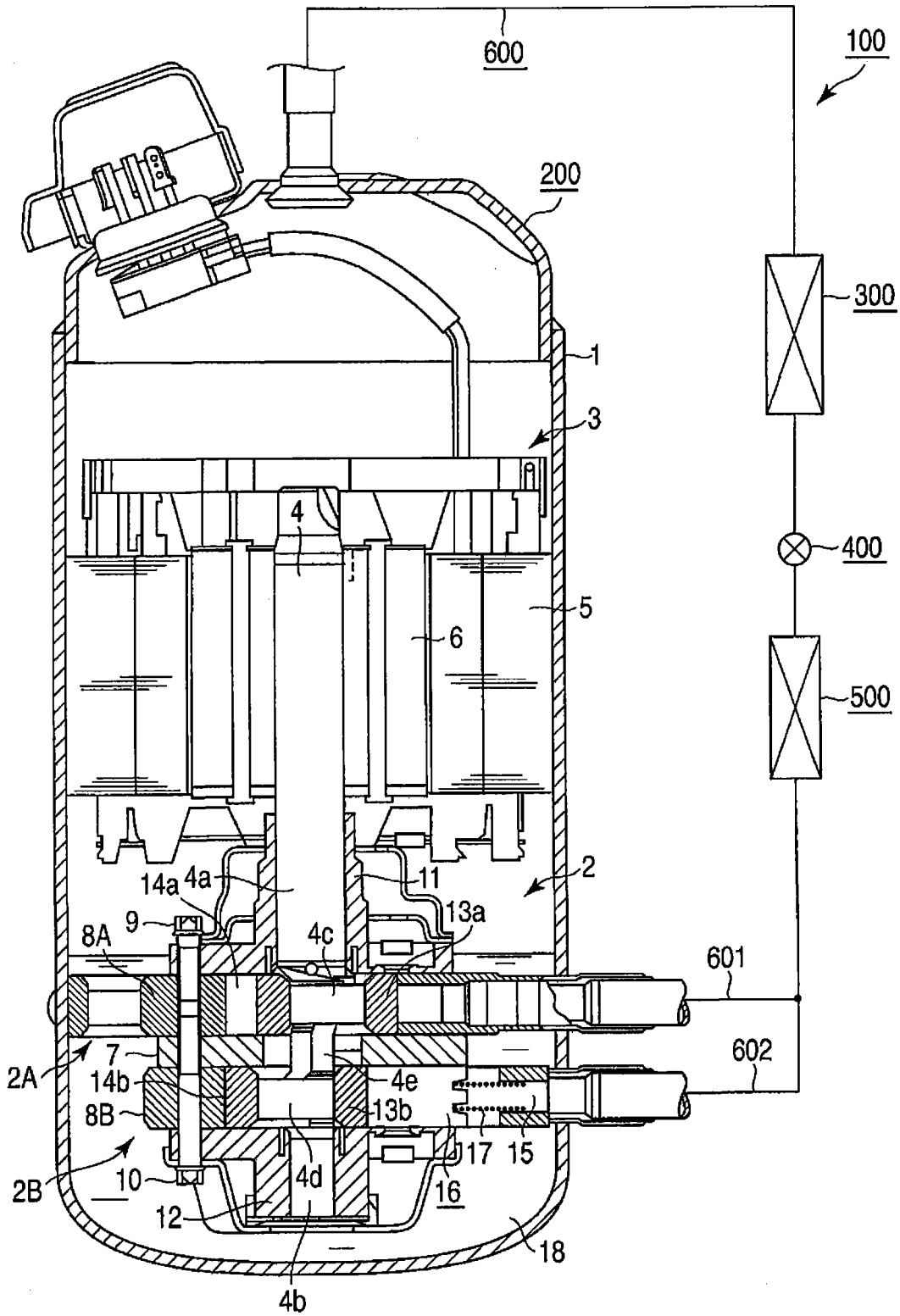


图 1

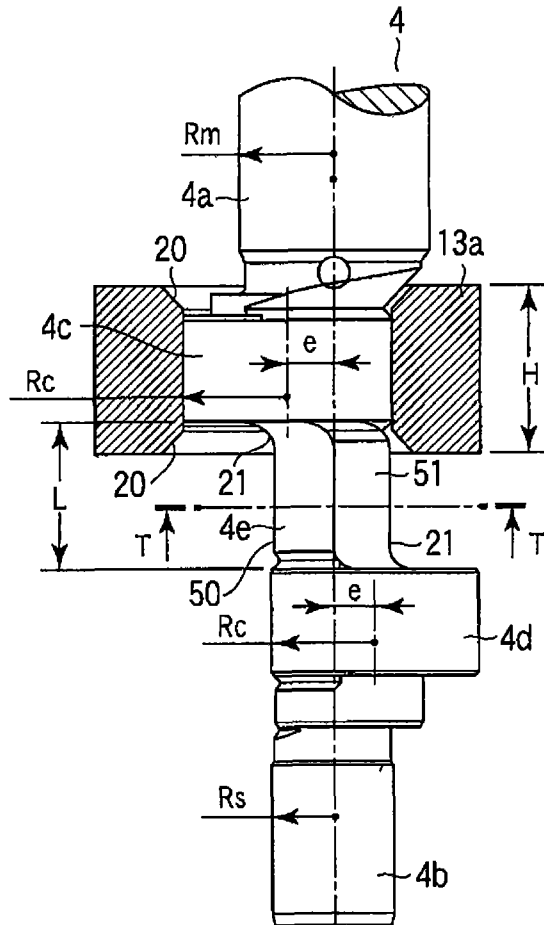


图 2A

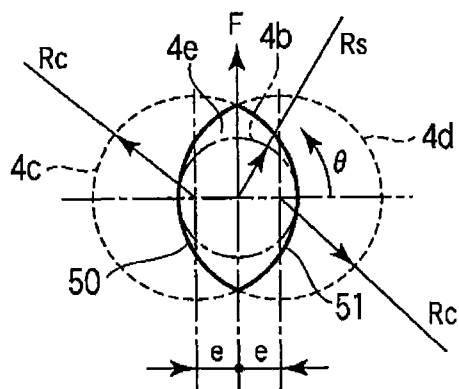


图 2B

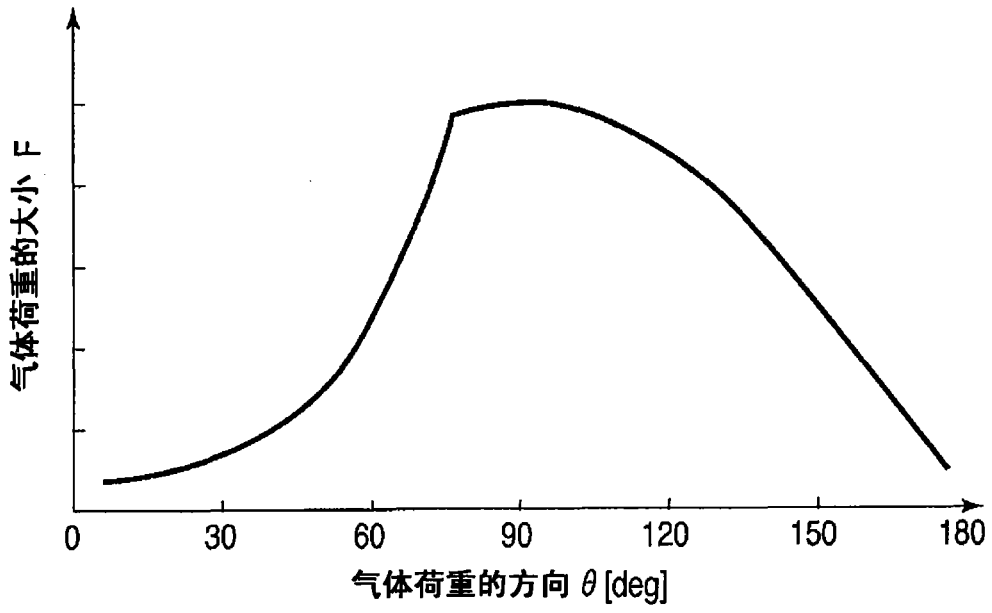


图 3

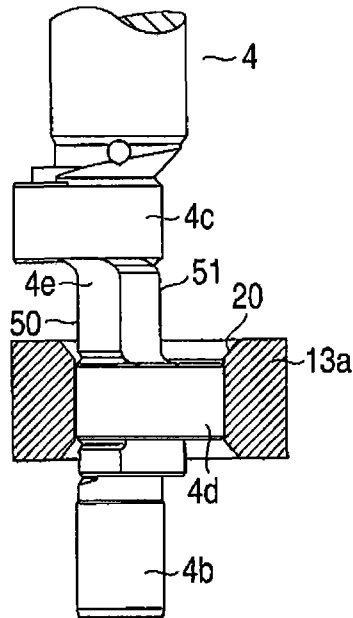


图 4A

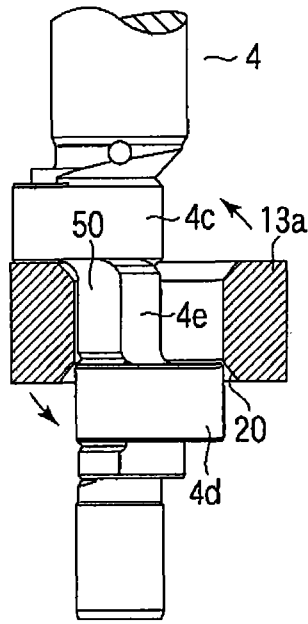


图 4B

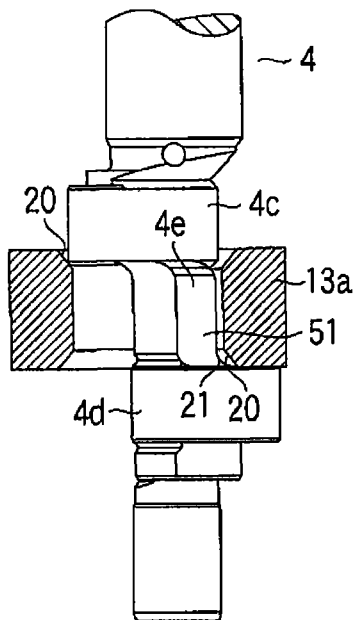


图 4C

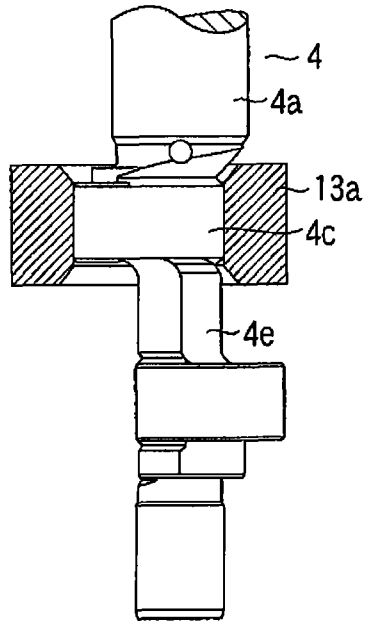


图 4D

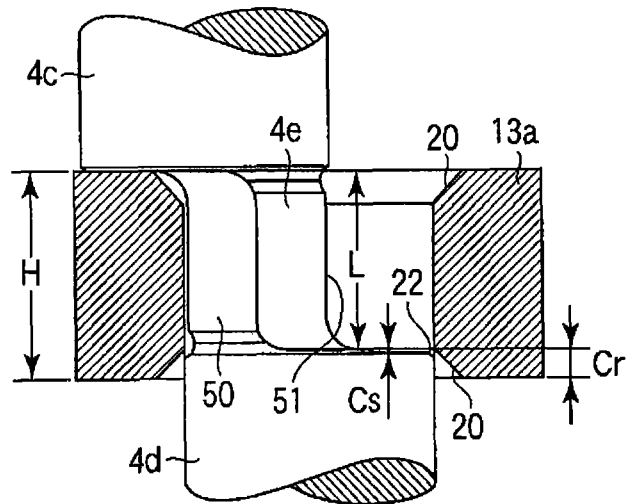


图 5

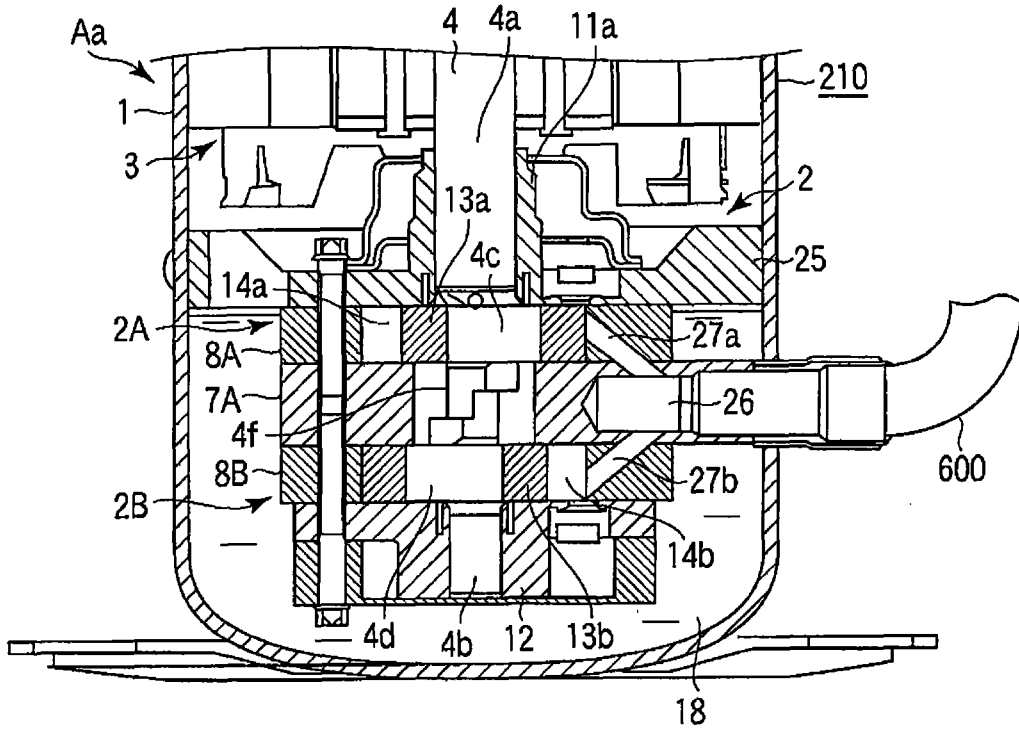


图 6

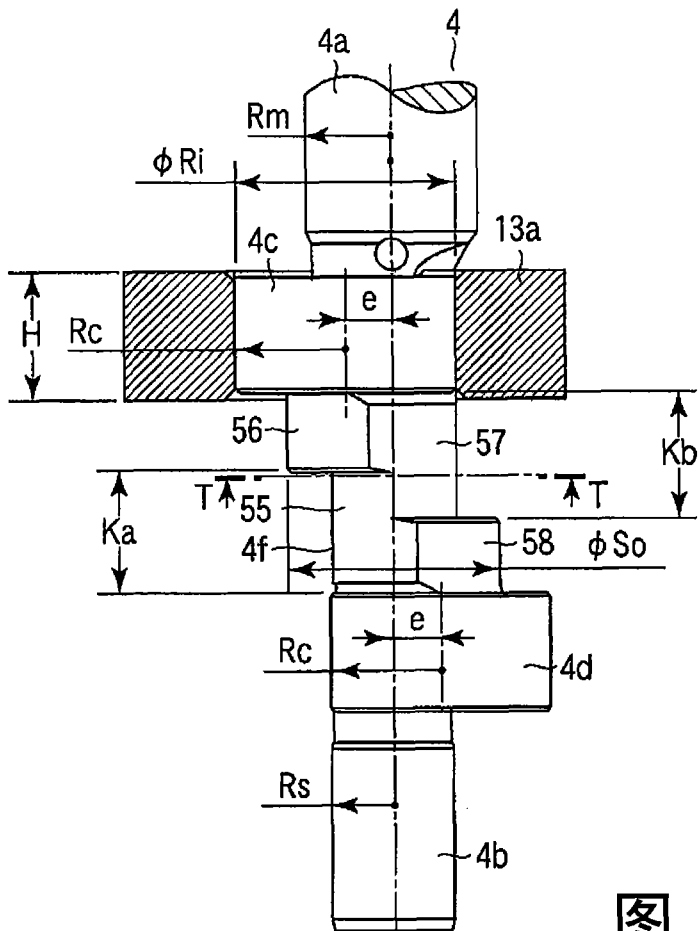


图 7A

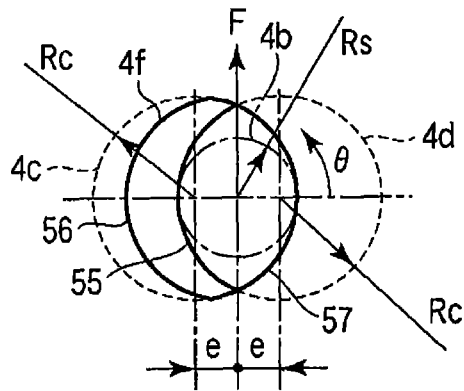


图 7B

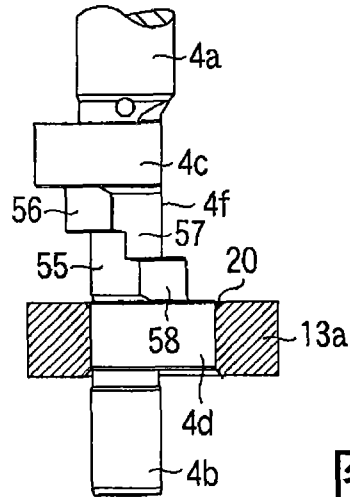


图 8A

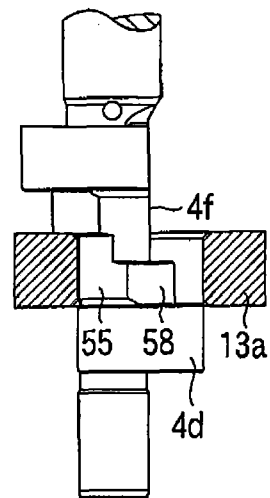


图 8B

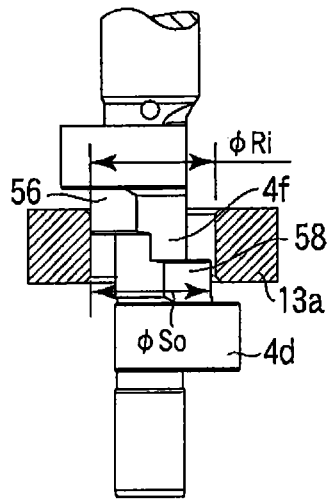


图 8C

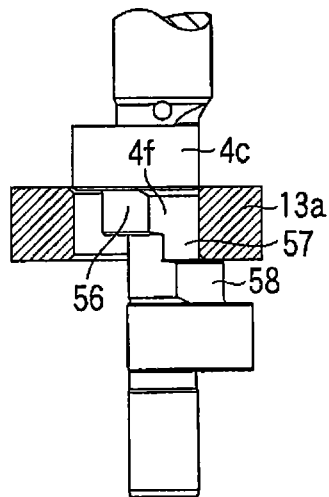


图 8D

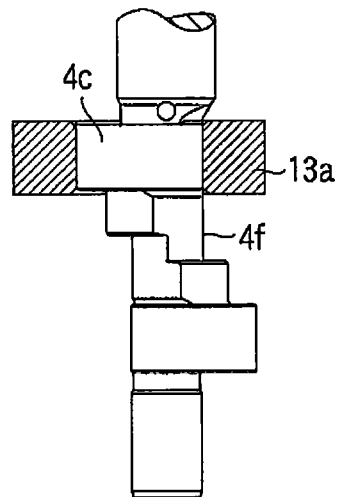


图 8E

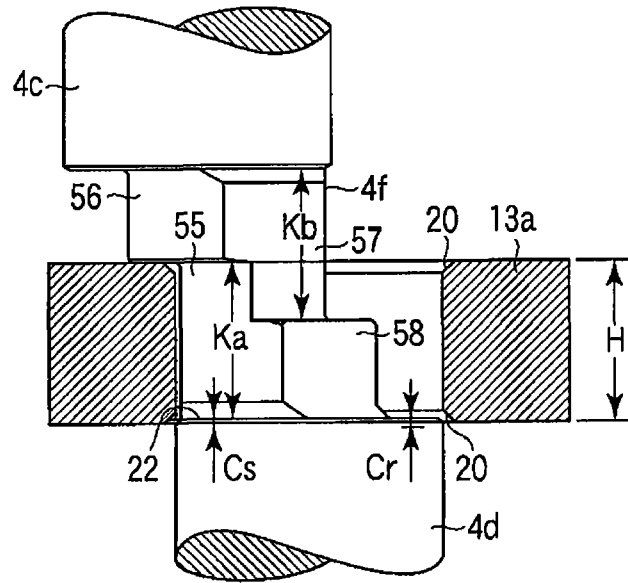


图 9

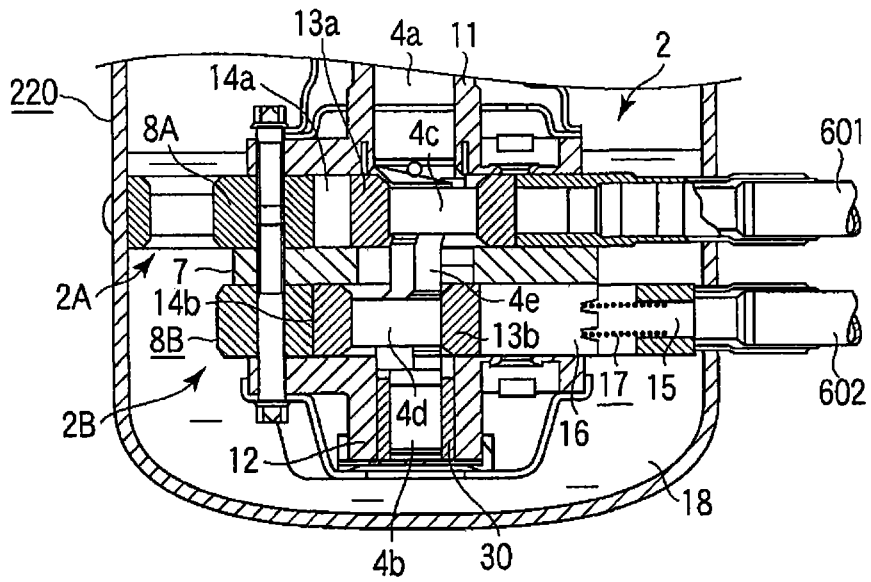


图 10

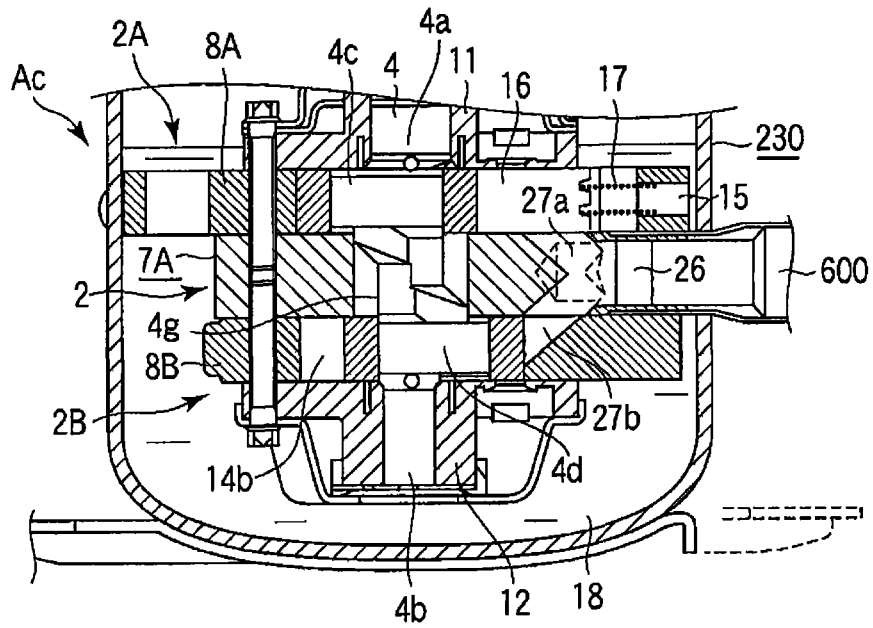


图 11

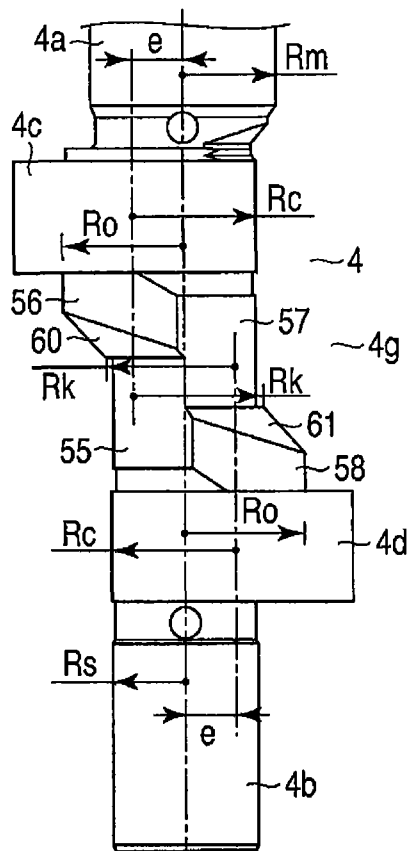


图 12A

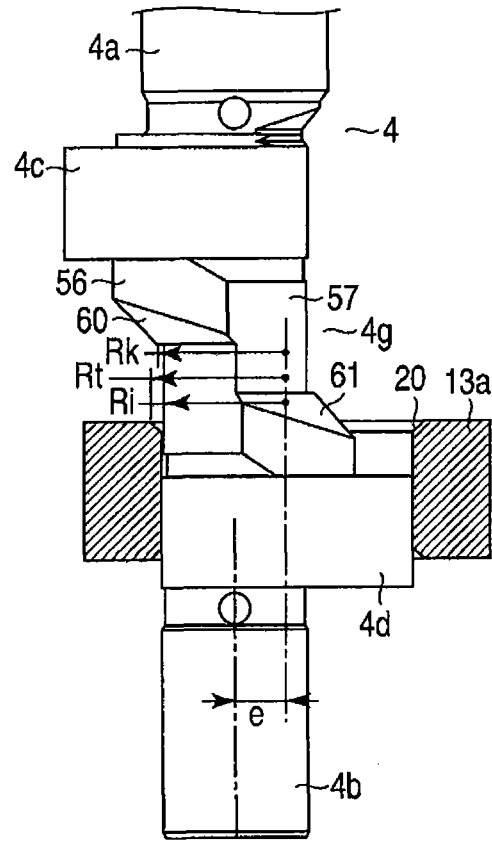


图 12B

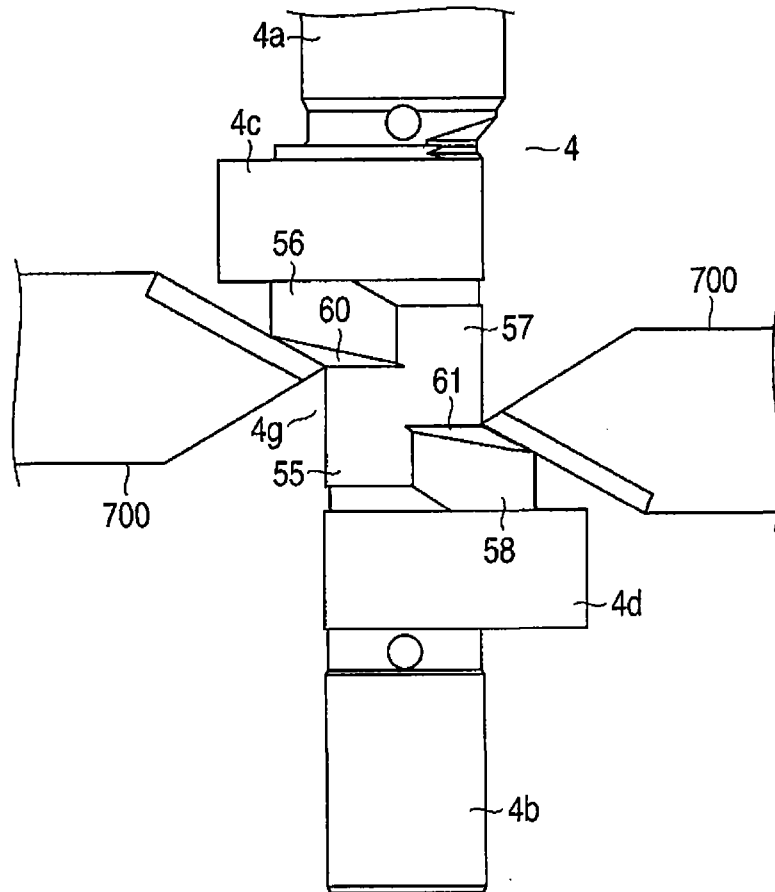


图 13