[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl[7]
F04C 18/02

[12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 97114165.7

[43] 授权公告日 2003 年 2 月 26 日

[11] 授权公告号 CN 1102205C

[22] 申请日 1997.9.30 [21] 申请号 97114165.7

[30] 优先权

[32] 1996.10. 4 [33] JP [31] 264042/1996

[71] 专利权人 株式会社日立制作所

地址 日本东京都

[72] 发明人 坪野勇 竹林昌宽 早濑功
稻场恒一 关口浩一 大岛健一
岛田敦 秋泽健裕

审查员 张阿玲

[74] 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利商标事务所

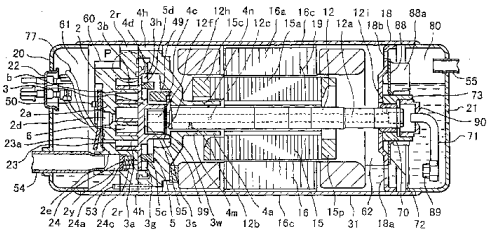
代理人 马江立

权利要求书 3 页 说明书 34 页 附图 21 页

[54] 发明名称 涡旋式压缩机

[57] 摘要

本发明以提供一种在大范围的压力运转范围内总绝热效率及可靠性高的压缩机为目的。其手段是，设置有能将仅高于吸入压力一定值的作为吸引两个涡旋件引力的压力作用于涡旋件背面的背面过吸入压力区域，而且还设置有仅当压缩室的压力高于排出压力时使压缩室与排出系统连通的旁通控制。



ISSN1008-4274

1. 一种涡旋式压缩机，具有旋转涡旋件、与该旋转涡旋件啮合的非旋转涡旋件、设置在上述旋转涡旋件背部的背压室、将流体导入该背压室的通路、将该背压室与吸入压力区域连通的连通路以及根据上述背压室的压力与吸入压力之差打开或关闭上述连通路的开闭装置，其特征是，该压缩机还具有：由上述旋转涡旋件和非旋转涡旋件所形成的、连通与排出口不连通的压缩室和该压缩室外的空间的连通孔；使来自该排出口的流体流动的排出侧空间；将上述压缩室外的空间与该排出侧空间相连的空间；以及设置在上述连通孔中的用于开闭该连通孔的装置。

2. 根据权利要求1所述的涡旋式压缩机，其特征是，连接上述压缩室外的空间和排出侧空间的空间，是设置在上述非旋转涡旋件背面的固定背面室。

3. 一种涡旋式压缩机，包括：具有端板和立设在该端板上的涡旋状涡卷且作不自转的旋转运动的旋转涡旋件；具有端板和立设在该端板上的涡旋状涡卷且与上述旋转涡旋件相啮合的非旋转涡旋件；抵抗因上述涡旋件的啮合所形成的压缩室的流体压力而引起的使两个涡旋件端板沿分离方向的分离力，而将使上述两个涡旋件端板紧压在一起的方向上的引力施加给上述各个涡旋件的引力施加手段；使上述各个涡旋件上产生作为上述引力与分离力之差的推压力的反力的涡旋支撑部件；把流体导入上述压缩室的吸入系统；以及把在压缩室内加压的流体导向外部的排出系统，其特征是，还设置有在上述压缩室的压力高于作为上述排出系统内部压力的排出压力时将上述压缩室与上述排出系统连通的旁通控制。

4. 根据权利要求3所述的压缩机，其特征是，上述引力施加手段的一部分备有将排出压力作用在设置有上述背面过吸入压力区域的涡旋件端板的背面上的背面排出压力区域。

5. 根据权利要求4所述的压缩机，其特征是，上述背面排出压力区域的面积，在从轴线方向上看到的排出室的投影面积加上形成该排出室与包围该排出室的压缩室边界的两涡卷齿尖面积的一半之和的面积的最大值与最小值之间，排出室是在通过上述旁通控制使上述压缩室与上述排出系统不连通的压缩动作时，与排出系统相连通并夹持在上述两端板之间的区域。

6. 根据权利要求3所述的压缩机，其特征是，上述背面过吸入压力区域的压力是压差控制手段，将设置于上述排出系统与上述背面过吸入压力区域间的伴随节流的排出背面流路、上述背面过吸入压力区域与上述吸入系统间的背面吸入流路、上述背面吸入流路中的上述背面过吸入压力区域和吸入压力之间的压差控制在吸入压力十分之二左右的误差范围内的一定值。

7. 根据权利要求3所述的压缩机，其特征是，上述压差控制手段随着排出压力变高，具有使成为上述背面过吸入压力区域与上述吸入系统之间的差的上述一定值增大的趋势。

8. 一种涡旋式压缩机，包括：具有端板和立设在该端板上的涡旋状涡卷且作不自转的旋转运动的旋转涡旋件；具有端板和立设在该端板上的涡旋状涡卷且与上述旋转涡旋件相啮合的非旋转涡旋件；抵抗因上述涡旋件彼此啮合所形成的压缩室的流体压力而引起的使两个涡旋件端板分离的方向上的分离力，产生使上述两个涡旋件端板紧压在一起的方向上的引力的引力施加手段；使上述涡旋件上产生作为上述引力与分离力之差的推压力的反力的涡旋支撑部件；把流体导入上述压缩室的吸入系统；和把在压缩室内加压的流体导向外部的排出系统；其特征是，上述非旋转涡旋件的涡旋支撑部件作为上述旋转涡旋件，上述引力施加手段是将比成为上述吸入系统内压力的吸入压力要大的压力作用于设置在上述非旋转涡旋件背面的背面过吸入压力区域的手段，并备有在上述压缩室的压力高于成为上述排出系统内压力的排出压力时，将上述压缩室与排出系统连通的旁通控制。

9. 根据权利要求8所述的压缩机，其特征是，上述的引力施加手段

备有将上述排出压力作用于设置有上述背面过吸入压力区域的涡旋件端板的背面上的背面排出压力区域。

10. 根据权利要求9所述的压缩机，其特征是，上述背面排出压力区域的面积，在从轴线方向上看到的排出室的投影面积加上形成该排出室与包围该排出室的压缩室边界的两涡卷齿尖面积的一半之和的面积的最大值与最小值之间，排出室是在上述旁通控制使上述压缩室与上述排出系统不连通的压缩动作时，与排出系统相连通并夹持在上述两端板之间的区域。

11. 根据权利要求8所述的压缩机，其特征是，上述背面过吸入压力区域的压力是压差控制手段，将设置于上述排出系统与上述背面过吸入压力区域间的伴随节流的排出背面流路、上述背面过吸入压力区域与上述吸入系统间的背面吸入流路、上述背面吸入流路中的上述背面过吸入压力区域和吸入压力之间的压差控制在吸入压力十分之二左右的误差范围内的一定值。

12. 根据权利要求8所述的压缩机，其特征是，上述压差控制手段随着排出压力变高，具有使成为上述背面过吸入压力区域与上述吸入系统之间的差的上述一定值增大的趋势。

涡旋式压缩机

本发明涉及一种涡旋式压缩机。

为了减少由于固定涡旋件与旋转涡旋件压缩作用而引起的两个涡旋件沿主轴方向相互分离的轴向气体力（分离力），将排出压力与吸入压力之间的中间压力导入旋转涡旋件的背面，由此，产生了抵消分离力的引力。但是，由于该中间压力与吸入压力成比例，在例如从高速旋转向低速旋转转换时等，背压过剩，会使旋转涡旋件与固定涡旋件间的推力变大，各涡卷齿尖、齿底之间的滑动摩擦增大，导致了机械效率降低的问题。

为了解决这一问题，日本特公平2—60873号公报（文献1）公开了一种涡旋式压缩机，其背压室与吸入空间通过阀连通，将剩余压力释放出。

上述分离力由旋转涡旋件与固定涡旋件所形成的压缩室的流体压力分布和作为排出室流体压力的排出压力来决定。在此，除了涡卷卷数小的极端场合之外，排出室在轴线方向的投影面积与压缩室一侧整个区域在轴线方向的投影面积相比比较小（与排出口连通之前的压缩室也小于其他压缩室的总计面积），这样，排出压力在分离力中所占的影响，姑且作为一次近似，可以省略。此外，由于涡旋式压缩机的压缩比是在设计时确定的，因此，只要没有极端大的内部泄漏，压缩室流体压力的分布（各个压缩室压力的大小）几乎仅仅依赖于吸入压力。综上所述，可以理解，在通常情况下，分离力仅由吸入压力确定。

另一方面，由于引力是克服分离力而将两个端板紧压在一起的作用力，从涡旋件载荷变形的观点出发，希望该引力的大小始终与分离力基本保持相同。此外，在这种场合，虽然作用于涡旋件及其支撑部件之间的推压力也变小，但是，为了在它们之间产生相对运动的场合，

能降低它们之间的摩擦损失及磨损的危险性，也希望引力的大小始终与分离力基本相同。

但是，实际上，由于来自轴线方向及垂直方向的流体的力及离心力等作用于涡旋件上，因而，引力还必须克服由这些力所引起的倾转力矩。为此，理想的情况是，对于每一种运转条件加以控制，使可以将涡旋件端板紧压在一起的推压力变为最小的引力发生，但是，考虑到成本问题，除特殊情况外这是不可能实现的。

所以，实际上的引力施加手段应考虑使用比较简单的机构，使引力的大小在所要求的整个运转范围区域内，在分离力的大小之上加上克服倾转力矩用的附加部分的值。如前所述，由于分离力大致上由吸入压力所决定，因而，引力施加手段做成依赖于吸入压力的机构是合理的。

在上述的文献1中，作为一种具体的方法是，通过设置具有依赖于吸入压力＋一定值（过吸入压力值）这样所谓的吸入压力的压力的背面过吸入压力区域，产生引力。由于涡旋式压缩机是具有一定容积比的压缩机，除了涡卷的卷数比较少的极端情况外，当吸入压力变高时，压缩室侧的压力会随之而变高，使分离力也增大。具体地说，吸入压力变成几倍时，分离力也以同样的倍率增大。因此，在吸入压力变高的条件下，分离力会变大，这种条件下就要求最大的过吸入压力值。该值就是压缩机的过吸入压力值。

可是，因运转频率高而要求性能及可靠性高的额定条件设在运转范围的中央附近，因而，吸入压力也成为在运转时所要求的吸入压力范围的中央附近。结果，由于额定条件下的吸入压力与确定压缩机过吸入压力值的吸入压力有较大地不同，在额定条件下有过剩大小的引力存在，固定涡旋件与旋转涡旋件之间的推压力增加，增大了滑动损失及磨损的危险性，出现了性能及可靠性降低的问题。

本发明的目的是，提供一种在压缩机运转范围内引力变动小的涡旋式压缩机。

为了达到上述目的，提供这样一种涡旋式压缩机，它具有：旋转涡

旋件、与该旋转涡旋件相互啮合的非旋转涡旋件、设置在上述旋转涡旋件背部的背压室、将流体导入该背压室的通路、将该背压室与吸入压力区域连通的连通路以及根据上述背压室的压力与吸入压力之差打开或关闭上述连通路的开闭装置，该压缩机还具有：由上述旋转涡旋件和非旋转涡旋件所形成的、连通与排出口不连通的压缩室和该压缩室外的空间的连通孔；使来自该排出口的流体流动的排出侧空间；将上述压缩室之外的空间与该排出侧空间相连的空间；以及设置在上述连通孔中的用于开闭该连通孔的装置。

为达到上述目的，还提供这样一种涡旋式压缩机，它包括：具有端板和立设在该端板上的涡旋状涡卷的作不自转的旋转运动的旋转涡旋件；具有端板和立设在该端板上的涡旋状涡卷的与上述旋转涡旋件相啮合的非旋转涡旋件；克服因上述涡旋件彼此啮合所形成的压缩室的流体压力而引起的使两个涡旋件端板分离的方向上的分离力，而将使上述两个涡旋件端板紧压在一起的方向上的引力施加给上述各个涡旋件的引力施加手段；使上述各个涡旋件上产生作为上述引力与分离力之差的推压力的反力的涡旋支撑部件；把流体导入上述压缩室的吸入系统，和把在压缩室内加压的流体导向外部的排出系统。该压缩机还设置有在上述压缩室的压力高于作为上述排出系统内部压力的排出压力时将上述压缩室与上述排出系统连通的旁通控制。

为了达到上述目的，还提供这样一种涡旋式压缩机，它包括：具有端板和立设在该端板上的涡旋状涡卷的、作不自转的旋转运动的旋转涡旋件；具有端板和立设在该端板上的涡旋状涡卷的与上述旋转涡旋件相啮合的非旋转涡旋件；抵抗因上述涡旋件彼此啮合所形成的压缩室的流体压力而引起的使两个涡旋件端板分离的方向上的分离力，产生使上述两个涡旋件端板紧压在一起的方向上的引力的引力施加手段；使上述涡旋件上产生作为上述引力与分离力之差的推压力的反力的涡旋支撑部件；把流体导入上述压缩室的吸入系统；和把在压缩室内加压的流体导向外部的排出系统。其特征是，上述非旋转涡旋件的涡旋支撑部件作为上述旋转涡旋件，上述引力施加手段是将比成为上

述吸入系统内压力的吸入压力要大的压力作用于设置在上述非旋转涡旋件背面的背面过吸入压力区域的手段，并备有在上述压缩室的压力高于成为上述排出系统内压力的排出压力时将上述压缩室与排出系统连通的旁通控制。

图1是第一实施例的纵断面图。

图2是作为制冷循环用压缩机使用时所要求的运转压力区域。

图3是第一实施例的制冷设备额定条件下载荷的计算结果曲线图。

图4是第一实施例的制冷设备中间条件下载荷的计算结果曲线图。

图5是第一实施例的制冷设备最小条件下载荷的计算结果曲线图。

图6是第一实施例的暖气设备额定条件下载荷的计算结果曲线图。

图7是第一实施例的暖气设备中间条件下载荷的计算结果曲线图。

图8是第一实施例的暖气设备最小条件下载荷的计算结果曲线图。

图9是第一实施例的排出压力所占区域的说明图。

图10是第一实施例的固定涡旋件的与涡卷相反一侧的平面图。

图11是第一实施例的部件的吸入侧止回阀附近的平面图。

图12是第一实施例的旋转涡旋件的平面图。

图13是第一实施例的压缩冲程的说明图。

图14是第一实施例的旁通阀板的平面图。

图15是第一实施例的旁通阀板的保持架的平面图。

图16是压差控制阀（图1的P部）的纵断面图。

图17是第二实施例的压缩机纵断面图。

图18是第二实施例的压差控制阀（图17的P部）的纵断面图。

图19是第三实施例的压缩机纵断面图。

图20是第三实施例的压差控制阀（图19的P部）的纵断面图。

图21是第三实施例的旋转涡旋件的透视图。

图22是第三实施例的非旋转涡旋件的透视图。

图23是第三实施例的限制部件的透视图。

图24是第四实施例的压缩机纵断面图。

图25是第四实施例的压差控制阀（图24的P部）的纵断面图。

图26是第四实施例的去掉压力隔壁之后的压缩机的俯视图。

图27是第四实施例的非旋转涡旋件中央部的俯视图。

图28是第四实施例的旁通阀的俯视图。

图29是第四实施例的保持架的俯视图。

图30是第五实施例的压差控制阀（图1的P部）的纵断面图。

参照图1、图3至图16，叙述在卧式旋转浮动式涡旋压缩机中实施的第一实施例，这种压缩机以非旋转涡旋件作为相对于壳体固定的固定涡旋件，在旋转涡旋件端板的与压缩室相反一侧的旋转背面上，设置有背面过吸入压力区域，在所要求的运转压力条件范围内，旋转涡旋件的涡旋支撑部件就是上述固定涡旋件，也就是说，将旋转涡旋件紧压在上述固定涡旋件上。图1是压缩机的纵断面图，图3是在制冷设备额定条件下载荷的计算结果曲线图，图4是在制冷设备中间条件下载荷的计算结果曲线图，图5是在制冷设备最小条件下载荷的计算结果曲线图，图6是在暖气设备额定条件下载荷的计算结果曲线图，图7是在暖气设备中间条件下载荷的计算结果曲线图，图8是在暖气设备最小条件下载荷的计算结果曲线图，图9是排出压力所占区域的说明图，图10是固定涡旋件涡卷侧的平面图，图11是固定涡旋件涡卷相反一侧的平面图，图12是排出压力所占区域的说明图，图13是压缩冲程的说明图，图14是旁通阀板的平面图，图15是旁通阀板的保持架的平面图，图16是压差控制阀的纵断面图。另外，在该例中，直径大约为40～500mm。

首先说明结构。在图1中，旋转涡旋件3在端板3a上立设有涡卷3b，在其背面设置有使旋转轴承3w插入的轴承保持部3s及旋转十字连接槽3g、3h。固定涡旋件2如图10、图11所示，设置有与涡卷齿尖面为同一平面的非旋转基准面2u，在该平面2u内形成圆周槽2c。并且，在齿底设置4个旁通孔2e。在此设置4个旁通孔2e的理由是，为了使所形成的所有压缩室6的旁通孔始终开口。在图1中，覆盖这些旁通孔2e的簧片阀板，即旁通阀板23及限制该阀板23开度的保持架23a由旁通螺钉50固定。在接近中央的位置，形成排出孔2d的开口。

此外，在图10、图11中，在齿底面的外缘侧设置有吸入凹槽2q，

还设置有供吸入管54从背面插入用的吸入孔2v。上述吸入管54插入该吸入孔2v时，阀体24a与止回阀弹簧24c也插入该吸入孔2v中，形成吸入侧止回阀24。进一步，在固定涡旋件2外周设置有使排出气体及油流过的数个流通槽2r。电机线77可以通过其中一个流通槽2r。在图10、图11中，在上述圆周槽2c的位置处，设置有锥状阀密封面2p，并从背面开设有阀孔2f。并且，在从该阀孔2f侧面通向吸入室的凹槽2j内，设置有吸入侧导入通路2i。

如图16所示，将球状阀体100a与压差阀弹簧100c装入该阀孔2f中，在压差阀弹簧100c的一端插入弹簧定位凸起100h的状态下，将阀盖100f压入直径大于上述阀孔2f的阀盖插入部2k中，形成压差控制阀100，这时，上述压差阀弹簧100c压缩，将上述阀体100a紧压在上述阀密封面2j上。为了使该压紧力能够确定过吸入压力值，必须高精度地控制作为确定该过吸入压力值的尺寸的上述阀孔2f的深度、上述阀盖插入部2k的深度、上述阀体100a的直径、上述压差阀弹簧100c的弹簧系数、自然长度及直径。此外，上述阀盖100f的外径小于上述阀盖插入部2k的直径时，上述压紧力成为正常值，但是，固定的方法是将该阀盖100f做成扩管结构。在这种方法的场合，由于不需要高精度地控制上述各部的尺寸及弹簧系数值，因而，具有提高大量生产性的效果。采用这两种通用的方法组装完毕时，上述阀盖100f的外周部与上述阀盖插入部2k的内周部之间必须是完全密封的。为了使该密封成为完全密封，也可以采用粘接及焊接实现。

返回图1，支架4在其外周部设置有用于安装固定涡旋件2的固定安装面4b，在其内侧设置有旋转夹持凹面4d。在更里的内侧设置有支架十字连接槽4e、4f（在图中未示），用于将十字连接环5配置在支架4与旋转涡旋件3之间。此外，在中央部设置有轴密封4a与主轴承4m，在其涡旋一侧设置有用于支撑轴的轴止推面4c。从支架侧面朝轴密封4a与主轴承4m之间的空间开设有横向孔4n。在外周面设置有作为气体及油流路的数个流通槽4h。并且，电机线77穿过其中一个槽。

在十字连接环5的一面设置有支架凸起部5a、5b（图中未示），在

另一面设置有旋转凸起部5c、5d。

在轴12上，在其内部设置有轴给油孔12a、主轴承给油孔12b、轴密封给油孔12c以及副轴承给油孔12i，此外，其上部设置有直径扩大的平衡重保持部12h，轴平衡重49压入该保持部12h，而且还设置有偏心部12f。

转子15在两端设置转子平衡重15c、15p，在层叠钢板15a内装有未磁化的永久磁铁（图中未示）。

定子16在层叠钢板16b的外周部上设置有成为压缩气体和油的流路的数个定子槽16c，但是，也可以在上述层叠钢板16b的内部开设横向孔来代替上述的定子槽16c。

以下，叙述上述构成要素的装配。首先，把压入有轴平衡重49的上述轴12插入上述支架4的主轴承4a，把转子15压入或热装配合。接着，通过将十字连接环5的支架凸起部5a、5b插入上述的支架十字连接槽4f、4e，而把上述十字连接环5安装在支架4上。接下来，把上述十字连接环的旋转凸起部5c、5d插入上述旋转涡旋件3的旋转十字连接槽3g、3h，同时把上述轴12的上述偏心部12f插入旋转轴承3w，使上述旋转涡旋件3安装在旋转夹持凹面4d上。让上述固定涡旋件2与该旋转涡旋件3啮合，一边转动上述轴12，一边在旋转扭矩变成最小的位置，用盖弹簧53将上述固定涡旋件2固定在上述支架4上。这时，上述旋转涡旋件3的上述端板3a的厚度比旋转夹持凹面4d和非旋转基准面2u的间隔小10～20μm左右，据此，规定了上述旋转涡旋件3和上述固定涡旋件2在轴线方向上的最大间隔距离。此外，在该旋转涡旋件3背面设置有旋转过吸入压力区域99。其次，预先将上述定子16热装配合，同时在气体盖88上设置气体排出通路88a，把焊接有这种气体盖88的上述轴承支撑板18点焊在上述圆筒状壳体31上，将上述组合件插入，在上述支架4侧面进行预焊接。由此，通过上述转子15和定子16组成电机19，在上述轴承支撑板18和上述支架4之间形成电机室62。接下来，将从上述轴承支撑板18的中央孔伸出的上述轴12的一端插入装在轴承套70内的球面轴承72的圆筒孔中，以此方式组装上述轴承套70，边检测出上述轴12

的旋转扭矩，边调整轴承套70的位置，在该旋转扭矩变成最小的位置，将轴承套70点焊在上述轴承支撑板18上。然后，把焊接有给油管71的给油罩90用螺纹拧入上述轴承套70中，并夹持住密封部件73。在此，给油罩90螺纹拧入轴承套70之后，将给油管71向下方弯曲。接着，把排出管55焊接在底壳体21的上部，把底壳体21焊接在上述圆筒状壳体31上，形成贮油室80。在给油管71的前端附近设有磁铁89。另外，在上壳体20上部焊接密封端子22，把电机线77安装在该密封端子22的内侧的端子上，把上壳体20焊接在上述圆筒状壳体31上，形成固定背面室61。

下面说明装置的动作。通过上述电机19的旋转，上述轴12转动，使上述旋转涡旋件3作旋转运动。在这种结构中，由于设置上述十字连接环5，能防止上述旋转涡旋件3的自转。在上述动作的作用下，吸入室60里的压缩气体被吸入到在两个涡旋件之间所形成的压缩室6内，压缩后从排出孔2d排到固定背面室61中。排到固定背面室61中的压缩气体，通过上述固定涡旋件2及上述支架4h外周的流通槽2r及4h进入电机室62。进入该电机室62的压缩气体，一边通过上述定子槽16c，一边冷却电机19。该过程中，压缩气体碰撞在上述电机19的各部件上而将包含在其中的油分离，分离后的油落入上述电机室62的下部。而进入电机室62内的压缩气体通过排出管55排到外部。并且，由于电机室62内的压缩气体通过小通气孔18b流入上述贮油室80的上部，因而通过该流路的阻力，使上述贮油室80内的压力要比上述电机室62内的压力低。由此，电机室62内的润滑油56通过导油孔18a流入贮油室80内。这时，气体也流入贮油室80内，虽然使上述贮油室80内的润滑油56中的产生的气泡上升，可是由于气泡是经过上述气体排出通路88b内上升的，因而给油管71中没有气泡进入，从而达到改善了轴承可靠性的特有效果。

综上所述，上述电机室62内的油面不会溅向上述转子15和轴12，而且实现了把润滑油56储存在小型压缩机内部的目的，因而达到了实现本实施形式中卧式压缩机小型化、高可靠性的特有效果。

而且，上述旋转涡旋件3的上述端板3a的厚度与上述旋转夹持凹面4d和非旋转基准面2u间的间隔相比，小10～20μm左右，这规定了在上述旋转涡旋件3和固定涡旋件2在轴线方向上的最大间隔距离，因而在电机启动时，当旋转涡旋件3的旋转速度变成此时所允许的旋转涡旋件的最高值时，例如6000rev/min，就可以充分下降到所要求的运转区域的最大吸入压力，而且，排出压力与吸入压力相比，可以升高到过吸入压力以上。结果，上述电机室62内的压力与吸入压力相比也变高到过吸入压力以上，该压力油及溶入其中的压缩气体经过上述轴给油孔12a，并通过上述旋转轴承3w与偏心部12f之间以及上述主轴承4m与轴12之间，进入上述旋转涡旋件3背面的上述过吸入压力区域99，将上述旋转涡旋件3推压到固定涡旋件2上。由此，涡卷的齿尖、齿底的间隙成为规定值，能进行正常的压缩运动。那么，在不借助于外力的条件下实现了压缩机的自动启动，改进了使用性能。

再者，由于旋转轴承3w与偏心部12f之间以及主轴承4m与轴12之间所具有的轴承间隙非常狭小，构成了润滑轴承、流入上述过吸入压力区域99的油及溶入该油中的压缩气体的节流流路。由此，上述背面过吸入压力区域99的压力，与排出压力即“吸入压力＋过吸入压力”值相比，因压力损失必然要降低。启动时，因分离力的作用，上述旋转涡旋件3的背面紧压在旋转夹持凹面4d上，以形成密封空间，确保上述背面的过吸入压力区域99的压力上升到吸入压力＋过吸入压力的值。这样，即使因轴承引起压力损失，也能通过上述旋转夹持凹面4d的作用，使压缩机自动启动。

因而，在本实施例中，排出压力不是排出孔2d的压力，而是固定背面室61内的压力。该压力由排出孔的压力及循环压力来决定。

进一步，关于这样通过规定最大间隔距离使启动正常运转的压缩机，从上述主轴承4m及旋转轴承3w流入的油及压缩气体，会始终流入上述背面过吸入压力区域99。借助将旋转涡旋件3推压在固定涡旋件2上，这些压缩气体和油，通过具有间隙的旋转背面和上述旋转夹持凹面4d之间，流入上述压差控制阀100开口处的上述圆周槽2c。于是，当

上述压力与吸入压力相比仅使上述过吸入压力值变高时，这些压缩气体和油能克服上述压差阀弹簧100c挤压力的作用，移动上述阀体100a，通过由此形成的阀密封面2p和该阀体100a之间的间隙，流入上述阀孔2f，通过上述吸入侧通路2i及上述吸入槽2j排到上述吸入室60。这是压缩机中形成从排出系统向吸入系统的短路流动，由于与涡卷内部的泄漏相同，因而必须减少。这里，由于把压力导入上述过吸入压力区域99的排出背面流路是轴承间隙，成为节流流路，这使得流量非常小，不会产生压缩机的性能低下问题。

在上述固定涡旋件2的端板2a上，设置有如图13所示的4个旁通孔2e，由此，使所形成的全部压缩室的旁通孔始终开口。在上述固定涡旋件2的端板2a上，还形成用旁通螺钉50固定的旁通阀，盖住上述旁通阀板23。当压缩室6的压力变得大于上述排出系统中的固定背面室61内的压力时，旁通阀处于打开状态。此时，由于上述固定背面室61内的压力是排出压力，因而，该旁通阀在上述压缩室6内的压力高于排出压力时，把上述压缩室6和上述排出系统连通，构成旁通控制。

以下说明同时在涡旋式压缩机中采用如上的压差控制阀及旁通控制阀的作用及效果。所要求的运转范围为在对应于高吸入压力时所设计的容积比的设计压力比大于压力比的过压缩运转场合（即，压缩室内部压力要比压缩机腔内的压力高的场合），由于在高吸入压力时，压缩室一侧的压力操作旁通控制阀，使压缩室内部的压力不大幅度地高于排出压力，因而用于分离旋转涡旋件和固定涡旋件的分离力降低到小于过压缩时所产生的分离力。与额定条件时相比较，克服分离力而把两个涡旋件推压在一起所需要的引力，也低于吸入压力的增加倍率。借此，由于过吸入压力值与不设旁通控制阀时相比可以设定得更低（能在降低压缩机运转区域的最大分离力下挤压），使全部运转区域里的引力变小，由于在分离力小的场合将过吸入压力值限制为比较小，不产生过剩的引力。

由此，抑制了涡旋件的变形，易于实现压缩机的密封控制，抑制了内部泄漏，达到提高总绝热效率的效果。此外，在旋转涡旋件及其支

撑部件具有相对运动的结构的场合，降低了作用在滑动部件上的推压力，减少了由此引起的滑动损失及磨耗的危险，达到提高总绝热效率和可靠性的效果。特别是，对于要求有高的总绝热效率和可靠性的额定条件，大幅度地降低了推压力，更进一步实现了提高总绝热效率和可靠性的效果。

该旁通控制阀在日本特开昭58—128485公报（文献2）已有记载。在该文献2中，在过压缩的压力条件下，避免了压缩室内的压力高于排出压力，压力曲线图的鼓起部缩小，降低了热流体损失，提高了总绝热效率。达到了与上述实施例相同的效果。但是，该文献记载的技术没有涉及到关于使压缩室内部的最大压力与排出压力区域压力一致、特别是降低把用于产生引力的手段的引力加入吸入压力中的过吸入压力值、避免压缩室内压力降低时所产生的过剩引力、减少摩擦损失等的作用效果。也就是说，未触及压差控制阀和旁通控制阀并用的场合的作用效果。

一般来说，在制冷循环中，为增加这种运转能力，改变运转压力条件，降低吸入压力的同时使排出压力上升。例如，使制冷循环中的节流阀节流，在无可以节流的可动阀的场合，使压缩机的旋转速度增加等。相反，要减少该运转能力，则在使吸入压力上升的同时让排出压力降低。

因而，用于制冷循环中的压缩机所要求的压力运转范围为图2所示的趋势。其中，在横轴表示吸入压力、纵轴表示排出压力的曲线图上，右边为下降区域（加有影线的椭圆范围）。从该曲线图可以看出，如果吸入压力越高，过压缩条件越激烈（压缩机的压缩比由设计决定，从制冷循环的特性出发，吸入压力变高时排出压力下降，压缩室内的压力超过排出压力），随着吸入压力的增加，旁通控制的压缩室一侧的压力降低幅度变大，与额定条件时相比较，所需要的引力与吸入压力的增加倍率相比，变得很低。

就是说，吸入压力增高时，由于制冷循环的影响，排出压力变低。也即，由于制冷循环所要求的排出压力降低，因此，排出压力与吸入

压力之差和上述单独的压缩机的运转（压缩机排出压力与吸入压力的比例）相比也有所降低。这时，通过旁通控制阀的打开，压缩室内压力变为该低排出压力，使分离力降低。由此，引力也可以是只克服该分离力的比较小的值。相反，吸入压力降低时，制冷循环要求的排出压力增高，这时的压力不足以打开旁通控制阀。

这样，由于过吸入压力值能设定的非常低，使在运转范围的全部区域里的引力非常小，能非常彻底地抑制旋转涡旋件的变形，具有实现大幅度地提高总绝热效率的效果。在旋转涡旋件及其支撑件具有相对运动结构的场合，大幅度地降低了作用在滑动部件上的推压力，大幅度地减少了由此引起的滑动损失和磨耗危险性，达到了更进一步提高总绝热效率及可靠性的效果。特别是在要求有高的总绝热效率及可靠性的额定条件下，大幅度地降低了推压力，实现了更进一步提高总绝热效率及可靠性的效果。

综上所述，作为上述旋转涡旋件3的引力施加的手段，是在旋转背面设置上述过吸入压力区域99及旁通控制，由此，过吸入压力值可以设定成比较小，可在大运转范围内设定小的推压力。结果，在大运转范围内具有高的总绝热效率及可靠性。

通常，由于设置有4个始终让上述的压缩室6和固定背面室61连接的旁通孔2e，在液体压缩产生的压力极端上升之前，上述旁通阀打开，使流体排到上述固定背面室61，避免了涡卷受损的危险，达到了提高可靠性的效果。同时，抑制了过压缩，即使是压力比低的运转条件，也能达到提高总绝热效率的特殊效果。

在上述旋转涡旋件3的端板3a的背面中央部具有上述轴承保持部3s的底面，由于从上述轴给油孔12a排出的压力油流入该轴承保持部3s的底面，因而，该底面成为旋转排出压力区域95（这里，旋转排出压力区域95是旋转轴承3w的内径的区域）。并且，由于从轴线方向上看到的投影面积，是在从轴线方向上看到的排出室的投影面积加上形成包围着该投影面积的压缩室边界的两涡卷齿尖面积的一半之和的最大值与最小值之间，因而不需要考虑分离力中排出压力的作用。

以下，对引力施加手段的背面排出压力区域的面积、施加与包含在分离力中的排出室内流体的作用成份大致相同的力的作用进行说明。端板压缩室一侧的排出压力的作用区域，应考虑在轴线方向上的排出室的投影面积和形成该排出室边界的两涡卷的齿尖面积的一半。后者是位于排出室外侧的压缩室和排出室的密封部分，应考虑排出压力与压缩室压力的平均压力部分，这是因为，排出室的附近部分为排出压力，接近外侧的压缩室部分为压缩室的压力。因而，排出压力的作用面积为齿尖面积的一半。该作用面积由于随着旋转涡旋件的公转而变化，本来应该把随时间的平均值看成背面排出压力区域面积，但不易定义，因而最好用近似值确定上述定义，取变化值的最大值与最小值之间的值。结果，由于没有必要考虑分离力中的排出压力的作用，所以，过吸入压力值的设定值可进一步变小，达到了更进一步提高总绝热效率及可靠性的效果。

以上，由于可以将上述背面过吸入压力区域99压力中的过吸入压力值设定得更小，证明了能进一步提高总绝热效率及可靠性的效果。这里，用图9示出了投影面积的一个例子。该图示出了最里面的压缩室A1、A2与排出室A3连通的瞬间现象。假设刚连通后：

$$A1+A2+A3+K2+K3+S2+S3+(K1+S1)/2$$

为成为问题的投影面积的最大值。而快要连通之前为：

$$A3+(K3+S3)/2$$

为成为问题的投影面积的最小值。

在此，在该压缩机作为制冷循环用压缩机的场合，吸入压力和排出压力的运转范围如图9所示，在吸入压力变高的条件下排出压力降低。因而，有旁通控制时可以抑制过压缩或者不发生过压缩，即使吸入压力变高也会减少分离力。所以，过吸入压力值能设定成更小值，达到了实现提高总绝热效率及可靠性的效果。制冷循环要求只是图9所示的运转范围用途的一种，该效果并不限于此，除此之外，在满足压力条件的同样运转条件使用时，具有同样的效果。

图3至图5示出了该实施例中用如图12所示的旋转涡旋件3的压缩

机轴旋转角所对应的作用在旋转涡旋件上的推压力的计算结果。这里，旋转轴承的内径为16mm，过吸入压力值为2.3kgf/cm^2。正如该曲线图中所示，Pb=Ps+2.3。实线表示推压力，为了便于比较，无旁通控制阀时，表示在图12所示的位置设有中间压力孔、在旋转背面上具有中间压力的方法的情况。在设有该中间压力孔、旋转背面上有中间压力的方法中，旋转背面的压力为吸入压力的常数倍。根据计算，得出其常数为1.5的情况。这样，在中间压力孔的方法情况的曲线上，示出了Pb=Ps*1.5。虚线表示倾转力矩受固定涡旋件的上述非旋转基准面2u内缘上所产生的推压力分力作用的场合的其中一个力。力的正方向对着旋转涡旋件涡卷的立设方向，推压力为负值。这里的曲线中，Ps表示吸入压力，Pd表示排出压力，Pb表示旋转背面压力，N表示旋转涡旋件的旋转速度。这三个条件是把该压缩机用于室内空调压缩机时的全部过压缩条件，相当于制冷设备运转的额定时的条件、中间能力时的条件及最小能力时的条件。值得注意的是，曲线中的分力在上述推压力之上时，旋转涡旋件由倾转力矩引起倾斜的可能性更高。因而，在没有旁通阀时，这三个条件下的旋转涡旋件具有倾斜的可能性，该2.3这样的过吸入压力值是不足的。尽管如此，若使该值增大、压缩不足时，推压力只增大该增加量。

从以上说明可以看出，该例子为通过将背面过吸入压力区域与旁通阀组合，使过吸入压力值可以设定为比较小的具体例子。与中间孔方式相比较，降低了推压力值，很清楚，具有高的总绝热效率及可靠性。在此，可以让中间压力孔的常数稍微变小，进行这种操作时，在吸入压力低而排出压力高的条件下，不会产生引力的不足。图6至图8示出了该实施例中背面排出压力区域改变的场合下，作用在旋转涡旋件上的推压力的计算结果。ϕ16也即直径为16mm的背面排出压力区域，是上述条件的场合，其他两个也适于除上述条件以外的场合。在该三个条件中，ϕ16的情况下，旋转涡旋件不倾斜，而且，推压力也比较小。

通过上文可以理解，该例子是关于背面过吸入压力区域和旁通阀的组合，当背面排出压力区域的面积为本发明方案5所述的面积时，在各

种条件下旋转涡旋件都不倾斜，过吸入压力值可以设定为比较小的具体例子。

此外，由于在非常高的压力下，更多地使用了含R32的制冷剂气体。因此，利用带有这种背面过吸入压力区域和旁通控制的压缩机，能降低作用在旋转涡旋件上的推压力，避免了对涡旋件磨损的危险性，达到了能提供具有可靠性高的压缩机的效果。

以下说明各种实施例，而关于上述第一实施例的技术思想同样适于下面的实施例。

在本实施例中，在排出孔2d上设置排出阀，在结构中设有排出阀后，对压力不足的场合（固定背面室的压力增高）可以进行调整（以下实施例同样）。

下文根据图17和图18说明实施本发明的第二实施例的卧式推力放松式涡旋式压缩机。这种压缩机以非旋转涡旋件作为相对于壳体固定的固定涡旋件，在旋转涡旋件端板的与压缩室相反一侧的旋转背面上，设置有背面过吸入压力区域，在所要求的运转压力条件范围内，旋转涡旋件的涡旋支撑部件是主要设置在上述旋转背面的推力部件，也就是说，不将旋转涡旋件紧压在固定涡旋件上，而是将其紧压在旋转背面的推力部件上，该推力部件可在轴线方向上移动。图17是压缩机的纵断面图，图18是压差控制阀的纵断面图。

现说明构造。关于电机室62及贮油室80，与第一实施例的形式相同，其说明省略。旋转涡旋件3，在端板3a的立设有涡卷3b的面上设置有旋转十字连接槽3g、3h（图中未示），其背面上设置有使旋转轴承3w插入的轴承保持部3s。在背面的外周上配设有推力面3d。并且，上述涡卷3b，除中央侧端部及外周侧端部外，从中央向外周方向上厚度减少。

固定涡旋件2，设置有与涡卷齿尖面为同一面的非旋转基准面2u，在齿底上设有4个旁通孔2e。在此，设置4个旁通孔2e的理由是，为了让所形成的所有压缩室6的旁通孔始终开口。覆盖住旁通孔的作为簧片阀板的旁通阀板23用旁通螺钉50固定。此外，排出孔2d开口于中央附

近。为了把十字连接环5设置在旋转涡旋件3及固定涡旋件2之间，设置有固定十字连接槽2g、2h（图中未示）。在齿底面的外缘侧上设有吸入凹槽2q，还设置有用于从侧面将吸入管54插入该吸入凹槽2q的吸入孔2v。此外，在固定涡旋件2的外周上设置数个供排出气体及油流过的流通槽2r。在旁通孔2e上，用旁通螺钉50以螺纹方式固定住旁通阀板23。具有保持架功能的中央盖35插在该旁通阀板23上。在此还开设有作为来自于上述旁通孔2e的排出气体的通路的孔。中央盖35具有隔断旁通阀开闭时噪音的效果。而且，在中央盖35上用螺钉固定有绝热盖36。上述的固定涡旋件的涡卷2b与上述旋转涡旋件的涡卷3b同样，从中央向外周厚度逐渐减少。

吸入侧止回阀24由阀板24a和阀轴24c构成，阀板24a的端部做成球状，设有轴承部，阀轴24c插入该轴承部。该阀轴24c的一端压入或粘接固定在上述固定涡旋件2的吸入凹槽2q内的孔中。

推力部件9在滑动推力轴承9a侧面的外缘部上突出地设置有限制部9f，限制部9f的上面构成非旋转基准面的对置面9w。结果，由于上述滑动推力轴承9a和非旋转基准面的对置面9w在同一方向平行设置，因而用车床或研磨机对这两个面的距离精确地控制，可达到易于加工的特殊效果。

上述推力轴承9a和非旋转基准面的对置面9w之间的距离是决定涡卷齿尖与齿底间隙大小尺寸之一，该尺寸的精度很容易得出，因而具有在大量生产时能提供性能及可靠性波动小的涡旋流体机械这一特有效果。在该滑动推力轴承9a上设有圆形油槽9g，在该圆形油槽9g处，开设有通向从推力部件背面凹入的压差阀插入孔9h的吸入侧导向通路9c。由于该推力部件9可以绕轴向旋转，不需要防止转动的部件，具有使压缩机结构简单、加工性能好的效果。在上述的压差阀插入孔9h内以下述方式装入压差控制阀100。首先，将压差阀弹簧100c压入上述压差阀插入孔9h底面上所设置的弹簧定位凸起9i处，在圆筒状阀套100e上设置具有锥状阀密封面100b的阀通孔100d，在把球状阀体100a装入该圆筒状阀套100e的状态下，压入或粘接或焊接在上述的压差阀插入

孔9h上，最终形成压差控制阀100。这时，上述压差阀弹簧100c压缩，将阀体100a紧压到阀密封面2j上。由于该压紧力确定了过吸入压力值，因而，必须对决定这一因素的尺寸的上述阀孔2f的深度、上述阀体100a的直径以及上述压差阀弹簧100c的弹簧系数、自然长度和弹簧直径进行良好地控制。另外，也可以采用使上述压差阀插入孔9h的内径大于上述阀套100e外形，使压紧力变为正常值，但需把该阀套100e粘接固定的方法。在使用该方法时，由于不需要对上述各部分尺寸及弹簧系数值进行精确地控制，所以，提高了批量生产性能。借助上述两种方法组装完毕时，对上述压差阀插入孔9h和阀套100e之间进行完全密封。

推力密封97由耐热性工程塑料、弹簧材料的磷青铜板和不锈钢板组形成，并包括将上述推力部件9向上推压的上推面97a、背面槽97b、外周密封部97c及内周密封部97d。

支架4，在其安装有固定涡旋件2的外周部的固定安装面4b的内周侧上设有推力槽4k，在外周面上设有构成气体及油流路的数个流通槽4h，另外，在其中央部设有轴密封4a和主轴承4m，主轴承4m的上端面构成接收轴的轴推力面。从支架侧面朝轴密封4a和主轴承4m之间的空间开设有横向孔4n。还设置有从推力槽4k的底面朝支架的背面敞开的压力导向通路4u、4v，将上述推力密封97插入该推力槽4k。结果，在推力密封97的背面形成密封背面空间73。

在十字连接环5的一面设置固定凸起部5a、5b（图中未示），在十字连接环5的下面设置旋转凸起部5c、5d（图中未示）。

在轴12的内部，设置有轴给油孔12a、主轴承给油孔12b、轴密封给油孔12c及副轴承给油孔12i。而且，在轴12的上部设有径向扩大的平衡重保持部12h，具有圆筒状外周部的轴平衡重49压入该轴的外周。在轴上还设置有偏心部12f。

以下，叙述上述构成要素的装配。首先，将推力密封97插入支架4的推力槽4k中，把压入有轴平衡重49的上述轴12插入上述的支架4的主轴承4m中，把转子15压入或热装配合。接着，将上述推力部件9置于推

力密封97的上述上推面97a上，再安装在支架4上。另一方面，通过将上述十字连接环5的固定凸起部5a、5b插入上述固定涡旋件2的固定十字连接槽2g、2h中，并把上述十字连接环5的旋转凸起部5c、5d插入上述旋转十字连接槽3g、3h中，把上述固定涡旋件2、十字连接环5及旋转涡旋件3组合在一起。将轴12的上述偏心部12f插入该组合部的上述旋转轴承3w中，同时把旋转涡旋件3安装在推力部件9上。于是，一边转动上述轴12，一边在旋转扭矩变成最小的位置，用盖弹簧53将上述固定涡旋件2固定在上述支架4上。这时，上述推力部件9紧压在上述固定涡旋件2上，上述非旋转基准面2u与上述非旋转基准面的对置面9w为压接状态，在这种状态下，通过将上述支架推力面4r和推力部件9的推力背面9r的轴线方向的间隙设定为10～20μm，便规定了上述旋转涡旋件3和上述固定涡旋件2在轴线方向上的最大间隔距离。此外，在上述旋转涡旋件3的背面设置旋转过吸入压力区域99。其它部分是电机室62、贮油室80及固定背面室61，这些与上述第一实施例相同，其说明省略。

下面说明装置的动作。在正常的压缩动作时，从排出室排到固定背面室61的压缩气体和油的流动，与上述实施例一样，因此只说明在涡旋件及支架中的动作，其他说明省略。

在上述旋转涡旋件3背面设置的上述推力部件9，由其背面所具有的上述推力密封97紧压在上述固定涡旋件2的侧面上，使上述非旋转基准面的对置面9w与上述非旋转基准面2u压接在一起，决定上述滑动推力轴承9a的位置。而且，由于上述旋转涡旋件3的推力面3d的存在，确定了轴线方向上上述旋转涡旋件3的位置。由于该位置也确定了涡卷齿尖、齿底的间隙，因而也由此适当地确定了上述滑动推力轴承9a的位置。在此，上述推力密封97借助于背面所具有的上述密封背面空间73内的排出压力下的压缩气体和油，得到了把上述推力板4压向上述固定涡旋件2一侧的紧压力。该密封背面空间73内的排出压力下的压缩气体和油通过上述压力导向通路4u、4v进入电机室62。并且，由于该推力密封97由工程塑料和弹簧材料之类的刚性低的材料制成，借助上述密封背面空间73内的排出压力的作用，使上述外周密封部97c与上述内周

密封部97d、上述密封槽4k侧面的间隙与上述上推面97a以及上述推力部件9的背面间隙的密封成为完全密封，防止了在该部分从排出系统向吸入系统的泄漏。因而，具有提高总绝热效率的效果。另外，由于上述压力导向通路4u设置在下方，开口于油中，而由于另一个压力导向通路4v设置在上方，开口于压缩气体中。因此，通过该压力导向通路4u，油流入上述密封背面空间73中，利用油的表面张力作用，会使油流入上述密封槽4k的间隙中，达到了提高密封性的效果。另一方面，即使因不测的冲击力使上述推力部件9离开上述固定涡旋件2，造成把上述密封背面空间73内的油及压缩气体向外部挤出的现象，由于压缩气体是气体，能瞬间地从压力导向通路4u进入上述密封背面空间73。从而，在短时间内使上述推力部件9与上述固定涡旋件2再次接触，可以避免了两个涡旋件齿尖、齿底之间的间隙在短时间内的扩大，达到提供性能高的压缩机的特有效果。

上述旋转涡旋件3，处在上述推力部件9的上面，随着上述轴12的旋转而作旋转运动。这时，用上述十字连接环5防止其自转。通过这种旋转运动，在两个旋转涡旋件之间形成压缩室6，进行压缩运动。在此，相对于作用在上述旋转涡旋件3上的分离力，而把高于吸入压力一定值的较高压力导入其背面的背面过吸入压力区域99，同时把排出压力导入上述轴承保持部3s底部的背面排出压力区域95中，从而施加引力。该引力设定成在所要求的运转范围的大体全部区域里小于分离力的形式。因此，上述旋转涡旋件3的支撑部件成为其背面的上述的推力部件9。上述背面排出压力区域95中的排出压力，通过轴给油孔12a由供给油导入上述旋转轴承。另一方面，在上述固定涡旋件2的端板2a上，设置构成旁通控制的旁通阀23。这样，由于在旋转背面设置作为上述旋转涡旋件3的引力施加手段的上述背面过吸入压力区域99和背面排出压力区域95，还设置有旁通控制阀，因此能设定小的过吸入压力值，可在大运转范围内设定小的推压力。结果，达到了在大运转范围内的总绝热效率和可靠性高的效果。

以下叙述背面过吸入压力区域99内压力的控制方法。通过上述主轴

承4m和上述旋转轴承3w的轴承间隙从排出空间送出的油及溶入油中的压缩气体，流入上述背面过吸入压力区域99。通过上述推力部件9紧压在上述固定涡旋件2上，使该压缩气体和油经过推力部件的背面和上述支架推力面4r之间的间隙，流至上述压差控制阀100的开口部。由于吸入压力作用在位于该开口部的上述阀体100a的其中一个面上，因而只有当与推压该阀体100a的上述压差阀弹簧100c的压紧力对应的压差和吸入压力相比上升时，阀体100a才能移动，压缩气体和油排出到吸入室60。由于上述压差阀弹簧100c的压紧力大于周围的气氛压力而不发生变化，使上述背面过吸入压力区域99和吸入室60内的压差大体成为一定。在高的排出压力下运转时，上述背面排出压力区域的面积稍微变大，由于旋转轴承的设计使这种情况不能容许时，上述压差阀弹簧100c的材料可以采用热膨胀率高于上述推力部件9及阀套100e的材料。一般地，在压缩机的温度变高的运转条件下，由于排出压力高，这时随着温度的上升，使上述压差阀弹簧100c伸长。而弹簧的全长受上述阀套100e的制约，压紧力就增大。这样，在高的排出压力下运转时，只能提高过吸入压力值。因此，在将过吸入压力值抑制为较低的状态下，只在该值不足的排出压力高的条件下，可能增大旋转涡旋件3的引力，因而可将大多数条件下的推压力抑制的较低，提高了大多数运转条件下的总绝热效率及可靠性。

通过该压差控制阀100流入上述吸入室60的压缩气体的流动，是在压缩机中从排出系统向吸入系统的短路流动，由于与涡卷的内部泄漏相同，因而必须减少。该例也与第一实施例相同，由于把压力导入上述过吸入压力区域99的排出背面流路是轴承间隙，其流量小、不会使压缩机性能降低。另一方面，从压差控制阀100排出的油，进入上述油槽9g，具有对滑动推力轴承9a和上述推力面3d之间润滑的作用。

上述推力部件9在轴线方向可能移动距离设定为10～20μm，用与该距离相同的距离规定了上述旋转涡旋件3与固定涡旋件2在轴线方向上最大间隔距离。电机启动时，该最大间隔距离是这样的大小，当使启动时旋转涡旋件3的旋转速度变成此时所允许的旋转涡旋件的最高值

时，例如6000rev/min，就可以充分下降到所要求运转区域的最大吸入压力，而且，排出压力与吸入压力相比，可以升高到过吸入压力以上。结果，由于从上述电机室62通过上述压力导向通路4u、4v流动的压力高于吸入压力并在过吸入压力以上的压缩气体和油进入上述密封背面空间73中，使上述外周密封部97c和上述内周密封部97d扩大，与上述密封槽4k的侧面压接在一起，由此提高了这里的密封性，上述推力密封97相对上述推力板4而把压紧方向的力施加到上述固定涡旋件2的一侧。该力也即是把上述旋转涡旋件3推压到上述固定涡旋件2一侧的方向的力。和第一实施例一样，由于把压力高于吸入压力的过吸入压力以上的压缩气体和油导入上述背面过吸入压力区域99和背面排出压力区域95，构成了把上述旋转涡旋件3推压到上述固定涡旋件2上的手段。由于推压前者的推力密封97的推力，是在将上述推力部件9的非旋转基准面的对置面9w压接在上述非旋转基准面2u上的通常运转时不作用在涡卷齿尖、齿底上的力，为了保证这种压接，因而通常需要设定成越大越好。结果，上述推力部件9使非旋转基准面的对置面9w移动到与上述非旋转基准面2u压接在一起，上述旋转涡旋件3接近于上述固定涡旋件2的正常位置。因而，可实现压缩机的自启动，达到提高使用性能的效果。

即使实际工作中因涡卷变形而使涡卷的齿尖与齿底压接在一起时，由于上述旋转涡旋件3与上述推力部件9一起移动，使齿尖、齿底间不压接，达到了使压缩机可靠性高的特有效果。

此外，压力比非常小，上述旋转涡旋件3施加给上述推力部件9的推压力变大，变成与推压推力部件9的压紧力相同的程度，上述推力部件9不会静止，旋转涡旋件3倾斜，离开上述固定涡旋件2，但是，由于设置了限制上述支架推力面4r和上述旋转涡旋件3的背面间隔为10～20μm的最大距离限定机构，因而限定了该倾斜量和分离量，在效率不高的条件下也可以运转，使运转条件范围扩大化。

在旋转涡旋件3和固定涡旋件2上覆盖着具有磨合性且表面比母材隆起的表面被膜的场合，由于轴方向的隆起量的总量要小于最大距离

限定机构所允许的最大距离，这时，旋转涡旋件3离开固定涡旋件2，具有更好的组装效果。

另外，上部的上述压力导向通路4v的上述电机室62一侧的开口也可以开设在上述流通槽4h内的上部侧气体通过的地方。在这种场合，由于上述流通槽4h的上述压力导向通路4v的开口部分的气体流速非常大，使上述电机室62的压力变得更低。因而，润滑油从上述压力导向通路4u流入上述密封背面空间73，并从上述压力导向通路4v流出。因此，旋转背面空间11的密封性能由从润滑油池供给的润滑油良好地保证，确保上述密封背面空间73和吸入系统之间无泄漏，达到提高总绝热效率的效果。

由于设置有将上述压缩室6和作为排出压力的上述固定背面室61始终连通的4个上述的旁通孔2e，并且在各旁通孔2e分别设置有上述旁通阀23，因此，即使产生液体压缩，在压力极端上升之前，由于旁通阀23打开，流体排出到上述固定背面室61，这样，避免了涡卷损伤的危险，提高了可靠性。同时能抑制过压缩，具有在压力比比较低的运转条件下具有提高总绝热效率的效果。

还有，因为上述轴平衡重49外周做成圆筒形状，因此，具有可以降低随着上述轴12的旋转的粘性损失的特有效果。

在上述旋转涡旋件3的端板3a的齿底面与上述涡卷3b的全表面上以及上述固定涡旋件2的齿底面与上述涡卷2b的全表面上，也可以设置具有磨合性及润滑性的表面被膜。例如，考虑用通过渗硫氮化处理及磷酸锰被膜处理的表面被膜。这样，在涡卷3b、2b的侧面之间及齿尖、齿底之间的间隙变小的情况下，可进一步提高涡卷3b、2b的接触部上的滑动性，减少了内部泄漏及摩擦损失。结果，具有提高了压缩机性能的特有效果。另外，由于磨合之前性能有所下降，所以如果该期间长的话就会成为问题。假设该表面被膜在磨合之前的厚度是这样的：当把上述旋转涡旋件3紧压在上述固定涡旋件2上时，上述推力面3d和上述非旋转基准面2u之间的距离大于上述推力部件9的非旋转基准面的对置面9w和滑动推力轴承9a之间的距离；而且，若去掉表面被膜而

把两个涡旋件2、3相互压紧时，上述推力面3d和上述非旋转基准面2u之间的距离小于上述推力部件9的非旋转基准面的对置面9w和滑动推力轴承9a之间的距离，这时磨合开始，上述非旋转基准面2u与非旋转基准面的对置面9w不接触，涡卷齿尖与齿底压接在一起。这时的力是把上述推力部件9向上推动的力，所以非常大。由此磨合急剧地进行。而且，由于涡旋件的母材之间不接触，因此磨合进行到最后。结果，由于缩短了磨合所需要的时间，性能低的期间也变短，具有提高使用性能的效果。假设表面被膜从带该表面被膜的原母材表面隆起，并且母材本身是具有保持原样或被侵蚀掉的性能的物体，当把带有表面被膜后的旋转涡旋件3紧压在带有表面被膜后的上述固定涡旋件2上时，上述推力面3d和上述非旋转基准面2u之间的距离大于上述推力部件9的非旋转基准面的对置面9w和滑动推力轴承9a之间的距离，并且，当把未带有表面被膜的旋转涡旋件3紧压在未带有表面被膜的固定涡旋件2上时，只要使推力面3d和非旋转基准面2u之间的距离小于推力部件9的非旋转基准面的对置面9w和滑动推力轴承9a之间的距离，由于表面被膜的这种厚度满足了复杂的条件，因此具有对尺寸易于控制的特有效果。

也可以在上述十字连接环5和滑动的上述十字连接滑动面2p及上述固定十字连接槽2g、2h上设置同样的表面被膜。这样，可以减少上述旋转涡旋件3与十字连接环5之间的摩擦损失。结果，达到了提高总绝热效率的特有效果。

还有，也可以在上述推力部件9的全部表面上设置具有润滑性的表面被膜。例如，考虑用通过渗硫氮化处理或磷酸锰被膜处理的表面被膜。由此，提高了上述推力面和推力轴承面间的滑动性，减少了这里的摩擦损失。结果，具有进一步提高总绝热效率的特殊效果。在采用有磨合性的表面被膜的情况下，可减少被膜的厚度，例如其厚度为2～3μm。结果，在涡卷齿尖、齿底间的磨合之前，就完成了推力轴承面9a的磨合，因而不会扩大涡卷齿尖、齿底间磨合后的间隙。

而且，也可以把涡卷2b、3b的形状做成渐开线曲线形状。这样，

由于涡卷加工容易，具有提高压缩机加工性能的特有效果。

另外也可以将上述部件2和上述旋转涡旋件3用同样的材料制成，使上述涡卷2b的高度与上述旋转涡旋件涡卷3b的高度加工成3μm以内的精度的同样的尺寸。这样，如果在运转时涡旋件2、3及推力部件9没有变形，就只保证上述推力部件9的推力轴承9a和上述非旋转基准面的对置面9w的距离相对于上述旋转涡旋件3的上述推力面3d位置上的端板3a的厚度具有较大的部分，以及涡卷的旋转齿尖与固定齿底的间隙、旋转齿底和固定齿尖的间隙在3μm以内的精度的同样的尺寸。也就是说，即使只有该部分变形，齿尖和齿底也不会接触。为了实现压缩机在各种条件下运转，涡旋件2、3及推力部件9的变形量不可能恒定，需在齿尖与齿底之间设置间隙。在上述部件2和上述旋转涡旋件3用同样的材料制成的场合，由于涡卷的旋转齿尖与固定齿底的间隙及旋转齿底和固定齿尖的间隙的这两个位置处的间隙最好具有同一尺寸，测定出在旋转涡旋件3的推力面3d位置的端板3a的厚度和推力部件9的推力轴承9a与非旋转基准面的对置面9w的距离，通过对这两个值的差值进行与涡卷齿尖齿底间的最合适的间隙一样的选择组合，由此，达到了性能及可靠性高、可以大量生产的特有效果。

在上述推力部件9上也可设置止转装置。这时，由于上述压差控制阀100的位置不发生变化，可将压差控制阀100设置在最适合的位置。例如，在从轴承流出的油积留在上述背面过吸入压力区域99，由平衡重49引起的搅拌损失增大的场合，可把压差控制阀100设置在上述给油槽9g最下方。结果，流入上述背面过吸入压力区域99内的油在重力作用下从下方积存，由于作为排出孔的上述压差控制阀100打开，让油有效地从背面过吸入压力区域99排出。降低了由平衡重49引起的搅拌损失，实现了提高压缩机总绝热效率的特有效果。

该实施例的形态中，即使因不测现象引起涡旋件的齿尖、齿底间压接在一起，由于作为旋转涡旋件支撑部件的推力部件会松开，涡卷不会产生大的损伤，构成了使推力部件在接近轴线方向上可动的松开结构，即便是对于推力部件固定在支架上不能松开结构，也能取得由松

开作用所引起的效果以外的同样效果。

此外，将这种结构用于制冷循环用压缩机或要求有图9所示压力运转范围的压缩机时，象上述第一实施例所描述的那样，由于能够将过吸入压力值设定为较小值，可实现在大范围运转条件下提高总绝热效率及可靠性的效果。在以含R32的气体为压缩对象的情况下的效果与第一实施例相同。

下文根据图19至图23说明实施本发明的第三实施例的卧式非旋转放松式涡旋式压缩机。这种压缩机的非旋转涡旋件在轴线方向上是可动的，对其端板的与压缩室相反一侧施加排出压力，作用引力，其支撑部件作为固定在支架上的限制部件，在旋转涡旋件端板的与压缩室相反一侧的旋转背面设置有背面过吸入压力区域，在所要求的运转压力条件范围内，旋转涡旋件的涡旋支撑部件成为主要设置在上述旋转背面的支架的推力面，也就是说，不将旋转涡旋件紧压非旋转涡旋件上，而是由旋转背面承受推压力。图19是压缩机的纵断面图，图20是压差控制阀的纵断面图，图21是旋转涡旋件的透视图，图22是非旋转涡旋件的透视图，图23是限制部件的透视图。

首先说明构造。代替第二实施例的是，旋转涡旋件3的支撑部件为固定配置在其背面的支架4，而非旋转涡旋件在轴线方向可动，除此之外，其余结构与上述第二实施例相同，其说明省略。

旋转涡旋件3，在其端板3a上立设有涡卷3b，在其背面设置有凸部3c。此外，在其背面的外周部上设有推力面3d。在上述端板3a的外周部突出地设置有十字连接凸起部3e、3f，在此还设置有旋转十字连接槽3g、3h。在上述端板3a的外周上还设置有十字连接支撑凸起3i、3j。上述涡卷3b，除中央侧及外周侧端部以外，其厚度从中央向外周逐渐减小。为了涡卷3b取得平衡，在上述端板3a的上面设置沿直线切入的平衡切口部3k。

限制部件7的低一段的限制面7f上设置有止转槽7a、7b，其下面一侧上设有非旋转十字连接槽7c、7d。该止转槽7a、7b和非旋转十字连接槽7c、7d具有共同的侧面。还设置有成为包围该限制面的内周面的

非旋转导轨面7g。

非旋转涡旋件2，其端板2a上立设有涡卷2b，其背面的中央部立设有密封凸起部2c，其内部的中央附近开设有排出孔2d及数个旁通孔2e。在旁通孔2e上用旁通螺钉50固定着成为簧片阀板的旁通阀板23。排出孔2d开口于中央附近。均压孔2n开设在上述密封凸起部2c的外部。在上述端板2a的压缩室侧面上突出地设有止转装置2g、2h。上述的涡卷2b，除中央侧及外周侧端部以外，其厚度从中央到外周逐渐减小。

支架4，其外周上设置有用于固定上述限制部件的限制安装面4b，其内侧设置有凹入的推力面4g，其侧面上开设有吸入孔4p。而且，推力面4g上设有油槽4i，在油槽4i中开设有从电机室侧通向凹入的压差阀插入孔4w的排出给油孔4x。并且还开设有从该压差阀插入孔4w的侧面通向旋转背面室4j的第二给油孔4z。在中央部设有轴密封4a和主轴承4m，其涡旋侧设有容纳轴的轴推力面4c。从支架的侧面朝轴密封4a和主轴承4m之间的空间开设有横向孔4n。外周面上设有构成气体及油流路的数个流通槽4h。而且，电机线77穿过其中一个流通槽4h。在上述的压差阀插入孔4w内以下述方式装入压差控制阀100。首先，将压差阀弹簧100c压入上述压差阀插入孔4w底面上所设置的弹簧定位凸起4y，在圆筒状阀套100e上设置具有锥状阀密封面100b的阀凹槽100g，在把球状阀体100a装入该圆筒状阀套100e的状态下，压入或粘接或焊接在上述的压差阀插入孔4w上。在此，使从上述阀凹槽100g的底面通来的阀套的给油孔100h开口的阀套槽100i延伸到上述第二给油孔4z的开口部。这样形成了压差控制阀100。这时，上述压差阀弹簧100c压缩，将阀体100a紧压到阀密封面100b上。由于该压紧力确定了过吸入压力值，因而，必须对决定这一因素的尺寸的上述阀凹槽100g的深度、上述阀体100a的直径以及上述压差阀弹簧100c的弹簧系数、自然长度和弹簧直径进行良好地控制。另外，也可以采用使上述压差阀插入孔4w的内径大于上述阀套100e外形，使压紧力变为正常值，而采用把该阀套100e粘接固定的方法。在使用该方法时，由于不需要对上述各部分

尺寸及弹簧系数值进行精确地控制，所以，提高了批量生产性能。借助上述两种方法组装完毕时，对上述压差阀插入孔4w和阀套100e之间必须进行完全密封。

十字连接环5的一面设有限制凸起部5a、5b，另一面设置有旋转凸起部5c、5d（图中未示）。

外周盖25的内周部上部设置有盖压板25a，内周部的下部设有环槽25b，该环槽25b上插入由耐热性的柔软材料制成的密封圈51。

在轴12的内部，设有轴给油孔12a、主轴承给油孔12b、轴密封给油孔12c及副轴承给油孔12i。而且，其上部是径向扩大的轴承保持部12w，其偏心位置上压入有旋转轴承12q。

转子15在其层叠钢板15a内设有未磁化的永久磁铁15b，其上面固定有上部平衡重15c。为将该平衡重15c做成圆筒状，把用比重小于平衡重15c的材料制成的上部补正平衡重15e固定到上部平衡重15c上。而且在其下面固定有下部平衡重15p。为将该下部平衡重15p做成圆筒状，把用比重小于平衡重15p的材料制成的下部补正平衡重15f固定到下部平衡重15p上。平衡重15c、15p的材料可以使用锌或黄铜，而补正平衡重15e、15f的材料可以使用铝合金。补正平衡重15e、15f也可以直接固定到层叠钢板15a上。

定子16在层叠钢板16b的外周部上设有构成压缩气体和油的流路的数个定子槽16c，而且，代替该定子槽16c，还可以在层叠钢板16b的内部开设有横向孔。

以下，叙述上述构成要素的装配。首先，把轴12插入支架4的主轴承4m中，把转子15固定。接着，把上述凸部3c插入到上述旋转轴承12q中，把上述推力面3d安装在支架的上述推力面4g上，对上述旋转涡旋件3进行组装。这时，在上述旋转涡旋件3的背面形成有背面过吸入压力区域99。然后，把上述旋转凸起部5c、5d插入上述十字连接槽3g、3h上，将上述十字连接环15安装在上述端板3a的涡卷一侧。接着，把上述固定凸起部5a、5b插入上述非旋转十字连接槽7c、7d中，如此把上述限制部件7安装在支架上面。这时，在旋转涡旋件3的周围形成吸

入室60。另外，如同把上述止转装置2g、2h插入上述止转槽7a、7b那样，把上述非旋转涡旋件2安装到上述限制面7f上。这时，上述非旋转涡旋件2的外周和上述非旋转导轨面7g的内周形成直径差为5μm左右的间隙配合。接着，将外周盖25安装在上述限制部件7上，使设置在环槽25b内的密封圈51可以在密封凸起部2c的外周面上滑动，这时，处于该外周盖25的内周部的上述盖压板25a，可以防止中央盖24从上述密封凸起部2c的内周松开。以上各要素的组装中，一面转动轴12或转子15，一面用盖弹簧53把上述限制部件7及外周盖25固定在支架4上。这时，在上述非旋转涡旋件2和外周盖25之间形成上面室10。

接着，向预备好定子16热装配合或压入上述圆筒状壳体31中，插入上述组合部，在上述支架4的侧面进行预焊接。并且，将吸入管54插入上述吸入孔4p中并固定。然后，把上述电机线77装在该密封端子22内侧部端子上，将预先焊接有上述密封端子22的上壳体20焊接。这时，在上述外周盖25的上部形成非旋转背面室61。接着，把装有球面轴承72的给油管71焊接到轴承套70上，把轴承套70固定在轴承支撑板18的中央部，把上述轴12的端部插入上述球面轴承72的圆筒孔内，使上述轴承支撑板18插入并固定在上述圆筒壳体31上。这时，在支架4及轴承支撑板18之间形成电机室62。而且，在上述圆筒壳体31上焊接底壳体21，形成贮油室80，排出管55焊接在底壳体21上部。在这种状态下，经过上述定子16流动的电流，使转子15内的永久磁铁15b磁化，形成电机19。最后装入润滑油56。

下面说明动作，由于压缩气体及油的流动，与第二实施例相同，其说明省略。而且，由于非旋转涡旋件松开这一点与第二实施例中的推力部件的松开动作一样，也省略了其说明。

该实施例中，由于旋转保持部12f做成圆筒状，因而能够达到进一步降低随着旋转保持部12f的旋转的粘性损失的特有效果。

上述中央盖24及外周盖25，由于其下部形成有气体层，有防止来自上面室61内的高温排出气体的热量向压缩室6传递的本实施例的特有效果。而且，上述中央盖24及外周盖25，具有隔断伴随上述液流阀

23的开闭产生的冲击噪音的本实施例特有的效果。

中央盖24也可以由材料热膨胀率大于端板2a材料热膨胀率的材料制成，中央盖24的外周可与上述密封凸起部2c的内周可以是最大间隙为10μm左右的间隙配合。在这种情况下，运转时温度上升引起中央盖24膨胀时，允许上述密封凸起部2c在膨胀方向上变形。结果，由于上述端板2a的上面比下面相对地伸出，端板2a就发生向上凸起的变形。因而，通过涡卷中央部的高温作用，避免了涡卷齿尖、齿底间的接触，达到了实现压缩机的高效率化、高可靠性的特有效果。例如，上述浮动涡旋件2可用铁铸制造，上述中央盖24可用黄铜、锌或铝合金材料制造，特别是可以用硅含量为10～30%左右的拉伸率大的铝合金材料制造。

而且，由于把给油管71的尖端设置在与导油管18a的相反一侧，就不会有压缩气体混入给油管71中的危险性，提高了可靠性。

再者，由于排出管的开口开设在上部，可以抑制贮油室80内起泡的油被排出，具有能提供排出油量小、可靠性高的压缩机的效果。

下文，根据图24至图29对实施本发明的立式非旋转浮动式涡旋式压缩机的第四实施例进行说明。其中，非旋转涡旋件可沿轴线方向移动，其端板的与压缩室相反一侧设有背面过吸入压力区域，在所要求的运转压力条件范围内，非旋转涡旋件的涡旋支撑部件主要由旋转涡旋件构成，即，把非旋转涡旋件紧压在旋转涡旋件上。图24是压缩机的纵断面图，图25是压差控制阀的纵断面图，图26是去掉压力隔壁之后压缩机的俯视图，图27是非旋转涡旋件中央部的俯视图，图28是旁通阀的俯视图，图29是保持架的俯视图。

首先说明构造。

旋转涡旋件3在端板3a上立设有涡卷3b，在其背面配设有旋转十字连接槽3g、3h、压入了旋转轴承3w的轴承保持部3s和推力面3d。

非旋转涡旋件2在其端板2a上立设有涡卷2b，在其背面中央部设有中央凸台部2w，其上面开设有排出孔2d及数个旁通孔2e。作为簧片阀板的旁通阀板23及保持架23a由旁通螺钉50固定在旁通孔2e上。而且，

在旁通孔2e周围设有密封槽2s。在端板2a的背面外周附近设有外周凸起部2t，在上述中央凸台部2w与外周凸起部2t之间设有背面凹部2x。并且，在该背面凹部2x的周边附近开设有压差插入孔2z，从该压差插入孔2z的底部朝构成涡卷侧的吸入室的外周部开设有排气通路2y。该压差插入孔2z的底上设有弹簧定位凸起21。下述的压差控制阀100组装在上述压差插入孔2z中。首先，将压差阀弹簧100c压入上述压差插入孔2z底上的弹簧定位凸起21上，在圆筒状阀套100e上设置具有锥状阀密封面100b的阀凹槽100g，在把球状阀体100a装入该圆筒状阀套100e的状态下，压入或粘接或焊接在上述的压差插入孔2z上。这样形成了压差控制阀100。这时，上述压差阀弹簧100c压缩，将阀体100a紧压到阀密封面100b上。由于该压紧力确定了过吸入压力值，因而，必须对决定这一因素的尺寸的上述阀凹槽100g的深度、上述阀体100a的直径以及上述压差阀弹簧100c的弹簧系数、自然长度和弹簧直径进行良好地控制。另外，也可以采用使上述压差阀插入孔2z的内径大于上述阀套100e的外形，使压紧力变为正常值，而采用把该阀套100e粘接固定的方法。在使用该方法时，由于不需要对上述各部分尺寸及弹簧系数值进行精确地控制，所以，提高了批量生产性能。借助上述两种方法组装完毕时，对上述压差阀插入孔2z和阀套100e之间必须进行完全密封。

在支架4上，在其外周上设置有三处通过板状涡旋件安装弹簧75安装上述非旋转涡旋件2的呈凸起状的涡旋件安装部4q，在其内侧设置有滑动推力轴承4g和十字连接槽4e、4f，而且，在其外周部上还设置有数个吸入槽4r。在滑动推力轴承4g上沿环状方向及径向设置有直线状的油槽4i。并且在中央部设有轴密封4a和主轴承4m，在涡旋一侧设有接收轴的轴推力面4c。还设有从该支架4上面的最低部分通到支架下面的油排出通路4s。从支架侧面向上述轴密封4a和主轴承4m之间的空间开设有横向孔4n。

十字连接环5的一面设有支架凸起部5a、5b，另一面设置有旋转凸起部5c、5d（图中未示）。

在压力隔壁74上，在其中央部设有排出开口部74c，在排出开口部74c的内周下部设有内周密封槽74a，在下面中央附近设有外周密封槽74b。还设置有将这两个密封槽之间的下面与上面连通并节流的排出背面流路74d。该排出背面流路74d是通过压入具有微小孔径的其他零件而形成的。

在轴12的内部，设有轴给油孔12a、主轴承给油孔12b、轴密封给油孔12c及副轴承给油孔12i，而且，其上部设有径向扩大的轴承保持部12w，轴平衡重49压入该轴承保持部12w。其上部还设置有偏心部12f。

转子15及定子16与上述第一公知例相同，其说明省略。

以下叙述上述构成要素的组装。首先，将轴12插入上述支架4的主轴承4m中，将转子15固定。接着，以将上述十字连接环5的支架凸起部5c、5d插入上述支架4的支架十字连接槽4e、4f的方式，把上述十字连接环5装入。然后，组装上述非旋转涡旋件2，把上述旋转轴承3w插入轴12的偏心部12f，把旋转十字连接槽3g、3h插入上述十字连接环5的旋转凸起部5c、5d上，把上述推力面3d安装到上述支架4的滑动推力轴承4g上。接下来，把预先预备的涡旋件安装弹簧75用三个弹簧安装螺钉55拧到上述非旋转涡旋件2上，再把该非旋转涡旋件2安装在上述支架4的支架安装部4q的上面，使涡卷与涡卷彼此啮合。在以上各要素的组装之后，一面转动轴12使上述转子15转动，一面通过盖螺钉53把上述非旋转涡旋件2固定到上述支架4上。

其次，预先将上述定子16热装配合或压入，把上述的吸入管54、轴承支撑板18及密封端子22焊接在一起，把上述电机线77安装到该密封端子22的内侧端子上，把上述已组装的部分插入上述圆筒壳体31中，在上述支架4的侧面进行点焊，由上述转子15和定子16形成电机19。接着，将从上述轴承支撑板18的中央部孔伸出的轴12的一端，组装到轴承套70中，使该轴12的一端插入装配到轴承套70中的球面轴承72的圆筒孔中，边检测出上述轴12的旋转扭矩，边调整轴承套70的位置，在该旋转扭矩变成最小的位置，将轴承套70点焊在上述轴承支撑板18上。然后，在轴承套70的下面设置给油管71，使油能够供给上述

轴给油孔12a。这时，在上述支架4和轴承支撑板18之间形成电机室62。在上述圆筒壳体31上焊接底部壳体21，形成贮油室80。接着，将各内周密封57和外周密封58分别插入上述压力隔壁74的上述内周密封槽74a和上述外周密封槽74b中，同时盖住上述圆筒壳体31。这时，在上述非旋转涡旋件2上面的内周密封57和外周密封58之间，形成上述非旋转涡旋件2的背面过吸入压力区域99。将上部焊接有排出管55的上壳体20盖在圆筒壳体31上，进行焊接。这时，上述非旋转涡旋件2上面的内周密封57的内侧区域成为上述非旋转涡旋件2的背面排出压力区域95。于是，在上述压力隔壁74和上壳体20之间形成非旋转背面室61。接着，安装球面轴承72，将给油管71焊接到轴承套70上，将该轴承套70固定在中央部。把上述轴12的端部插入上述球面轴承72的圆筒孔中，把上述轴承支撑板18插入固定在上述圆筒壳体31中。在该状态下，流到上述定子16上的电流，使上述转子15内的永久磁铁15b磁化，形成电机19。最后，装入润滑油56。

下面，说明动作。

从上述吸入管54吸入到上述吸入室60的气体，通过上述旋转涡旋件3的旋转运动在上述压缩室6中压缩，从上述排出孔2d排到上述非旋转涡旋件2上部的非旋转背面室61中。该气体一旦进入上述电机室62中对电机冷却时，就在使气体里所含的润滑油分离之后，经排出管55排到压缩机外部。

上述非旋转涡旋件2因上述压缩室6内部的气体压力的作用，受与旋转涡旋件3分离的分离方向的分离力，但是，通过上述背面过吸入压力区域99和上述背面排出压力区域来的压力而产生的引力作用，可使该非旋转涡旋件2紧压在上述旋转涡旋件3上。因而，非旋转涡旋件2的推压力是由上述旋转涡旋件施加的。另一方面，上述旋转涡旋件3上没有引力作用，而是通过上述旋转背面的滑动推力轴承得到该推压力。结果，不会扩大涡旋件齿尖与齿底之间的间隙，能够使压缩动作持续进行。而关于上述背面过吸入压力区域99的压力控制方法是，首先，随着节流的进行，通过上述背面流路74d从排出系统导入排出压力，利用

上述压差控制阀100控制压力。仅这一点与在上述实施例中借助于通过轴承的压缩气体及油进行压力导入的方法是不同的。由于在设计上只能考虑向上述背面过吸入压力区域99导入压力，因此，可以实现最佳设计方案。此外，由于旁通阀也与上述实施例的形式一样，通过对其组合，具有可以提供在大运转范围内总绝热效率及可靠性高的压缩机的效果。由于上述背面排出压力区域95轴线方向上的投影面积大小符合权利要求5，因而，能设定更小的过吸入压力值，达到在大运转范围内提高总绝热效率及可靠性的效果。

储存在压缩机底部的油，由上述给油泵56通过上述轴给油孔12a供给上述旋转轴承12c，并且，经过上述横向给油孔12b供给上述主轴承4a。这些油进入上述旋转背压室11后，一部分通过上述油槽4i润滑滑动推力轴承4并进入上述吸入室60，其他部分则通过油排出通路4s进入电机室62，返回到压缩机的底部。

由于上述压力隔壁74在其下部形成有气体层，实现了避免来自于上述非旋转背面室61内的高温排出气体的热向上述压缩室6的传递的本实施例特有的效果。

作为向上述背面过吸入压力区域99的压力导入方法，除设置上述排出背面流路74d之外，通过在内周密封57上设置微小的槽、降低其密封性、利用从与该槽相通的上述非旋转背面室61泄漏到该槽的流动也是可行的。

最后，参照图30对实施本发明的第五实施例的卧式旋转浮动式涡旋式压缩机进行说明。该实施例除了压差控制阀100的阀盖变为具有弹性的弹簧阀盖100y并设置有固定该盖的压盖件100x以外，与第一实施例的结构相同，因此，该处以外的说明省略。在排出压力高的条件下运转时，由于阀盖上保持有弹性，挤压弹簧阀盖100y，使其朝阀孔2f方向变位。由此，压差阀弹簧100c压缩，将阀体100a紧压到阀密封面2j上的压紧力增大。进一步促使过吸入压力值增高。通过旋转轴承的设计，使背面排出压力区域95的轴线方向上的投影面积达到小于最适合的值时，在排出压力大的运转条件下，有必要产生大的过吸入压力值。由

此，伴随排出压力增大而过吸入压力值变大时，即便在排出压力小的条件下，也不变为过大的过吸入压力值，达到了在较广的运转范围内更进一步提高总绝热效率及可靠性的效果。

根据本发明中，具有可以实现提供在大范围的压力运转范围内，总绝热效率及可靠性高、使用性良好的涡旋式压缩机的效果。

图 1

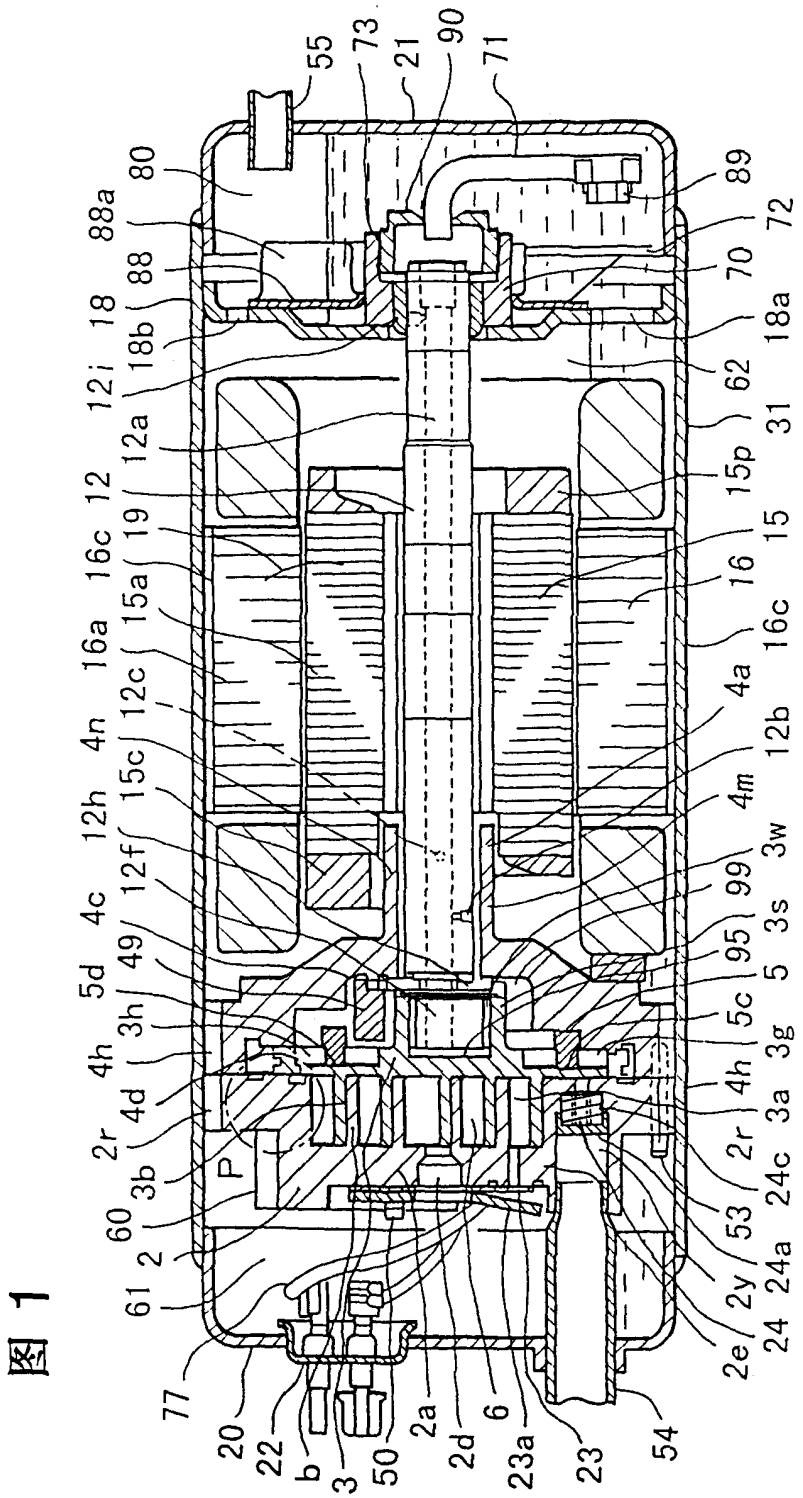

55
73
21
90
71
80
88a
88
18
18b
12i
12a
12
19
16c
15a
16a
12c
4n
15c
12h
12f
4c
49
5d
3h
4h
4d
2r
3b
60
2
61
77
20
22
b
3
50
2a
2d
6
23a
23
54
89
72
70
18a
62
31
15p
15
16
16c
4a
12b
4m
3w
99
3s
95
5
5c
3g
4h
2r
3a
24c
53
2y
24a
24
2e
P

图2

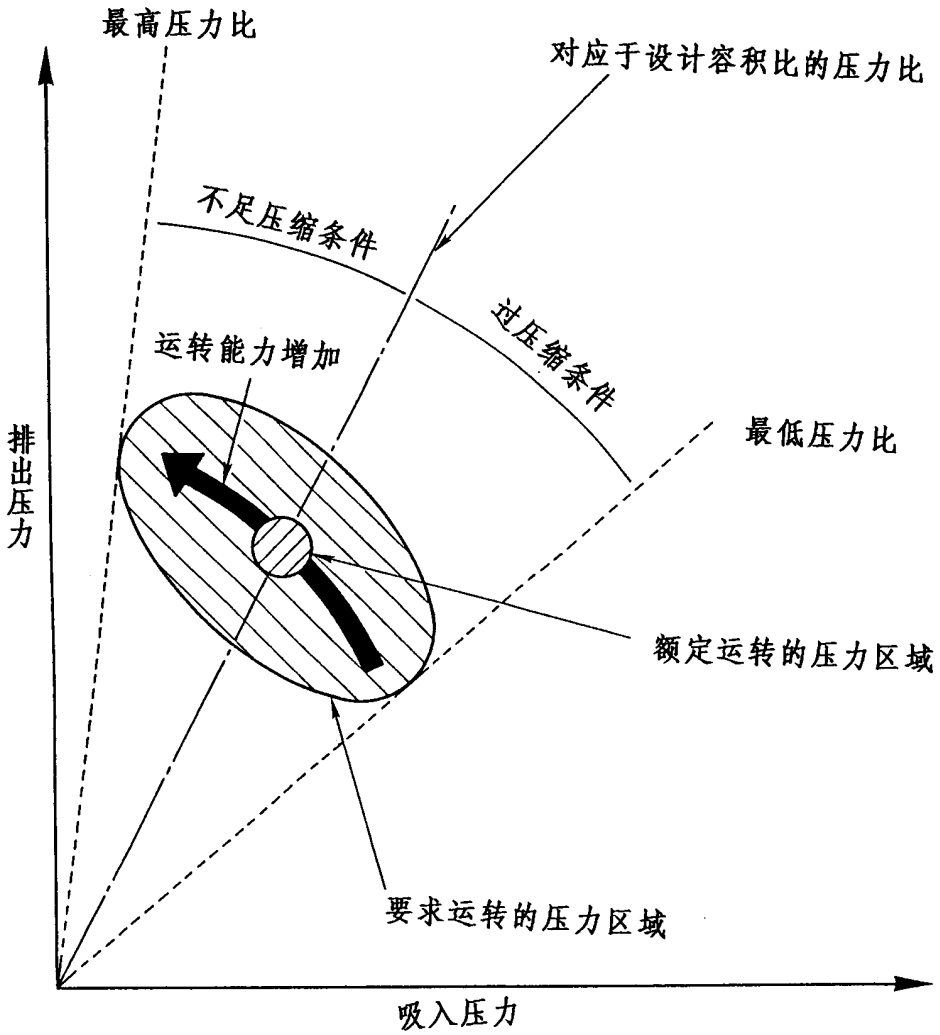

最高压力比
对应于设计容积比的压力比
不足压缩条件
过压缩条件
运转能力增加
最低压力比
排出压力
额定运转的压力区域
要求运转的压力区域
吸入压力

图 3

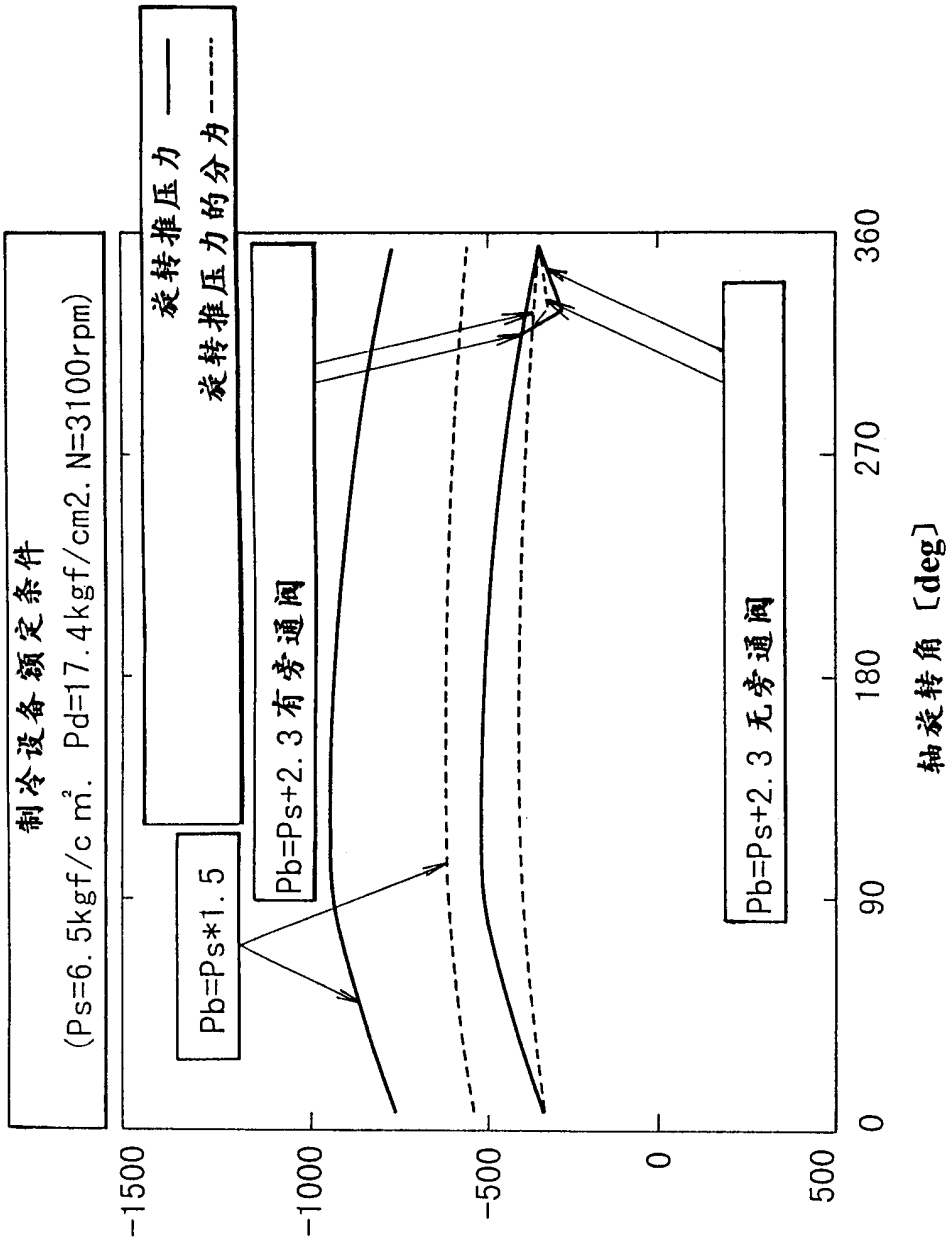

制冷设备额定条件
(Ps=6.5kgf/c m². Pd=17.4kgf/cm2. N=3100rpm)
旋转推压力 ——
旋转推压力的分力 - - - -
Pb=Ps*1.5
Pb=Ps+2.3 有旁通阀
Pb=Ps+2.3 无旁通阀
-1500
-1000
-500
0
500
0
90
180
270
360
轴旋转角〔deg〕

图 4

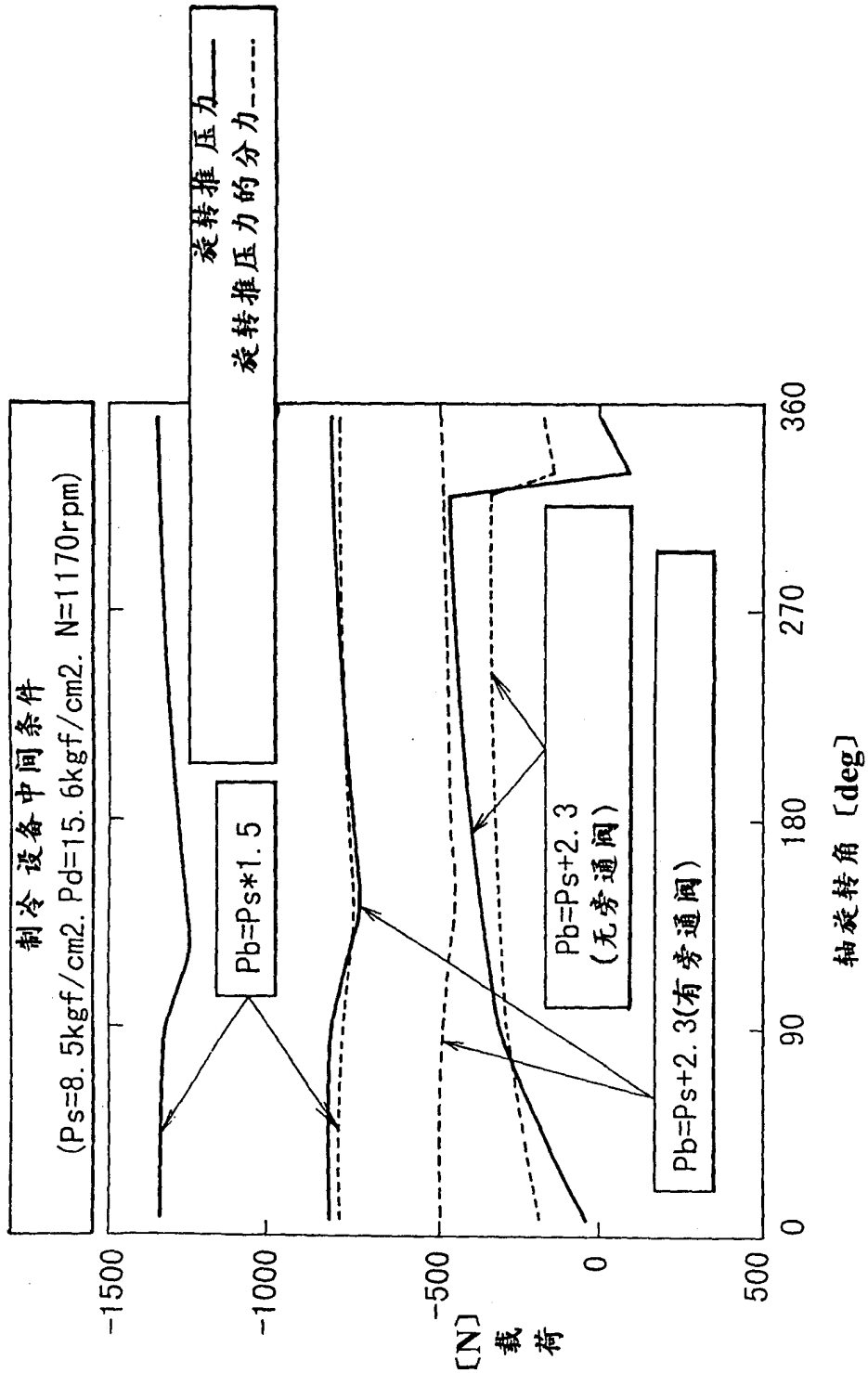

制冷设备中间条件
(Ps=8.5kgf/cm2. Pd=15.6kgf/cm2. N=1170rpm)
旋转推压力
旋转推压力的分力
Pb=Ps*1.5
Pb=Ps+2.3
(无旁通阀)
Pb=Ps+2.3(有旁通阀)
-1500
-1000
-500
0
500
〔N〕
载荷
0
90
180
270
360
轴旋转角〔deg〕

图5

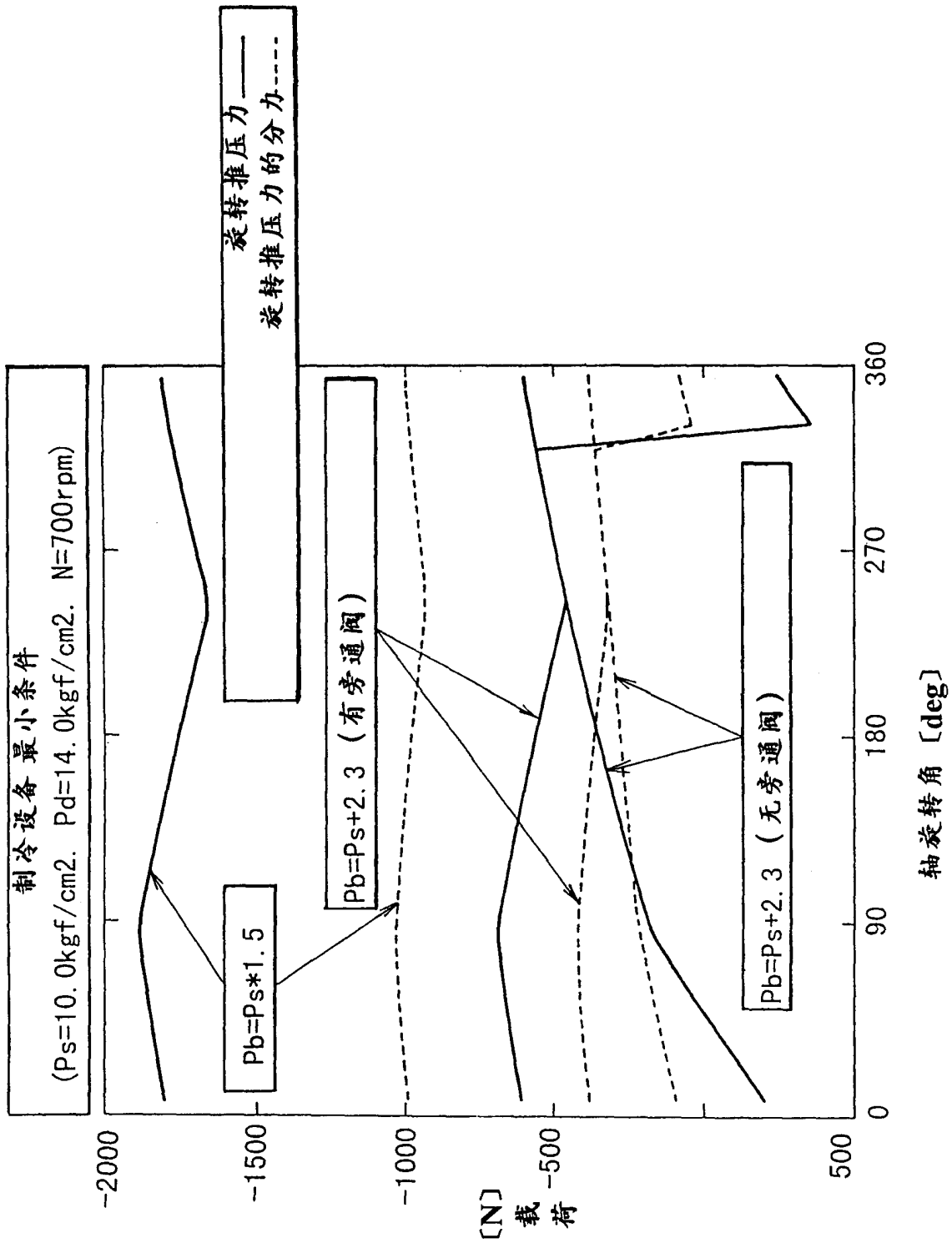

制冷设备 最小条件
(Ps=10.0kgf/cm2. Pd=14.0kgf/cm2. N=700rpm)
旋转推压力——
旋转推压力的分力----
Pb=Ps*1.5
Pb=Ps+2.3（有旁通阀）
Pb=Ps+2.3（无旁通阀）
-2000
-1500
-1000
-500
500
〔N〕
载荷
0
90
180
270
360
轴旋转角〔deg〕

图 6

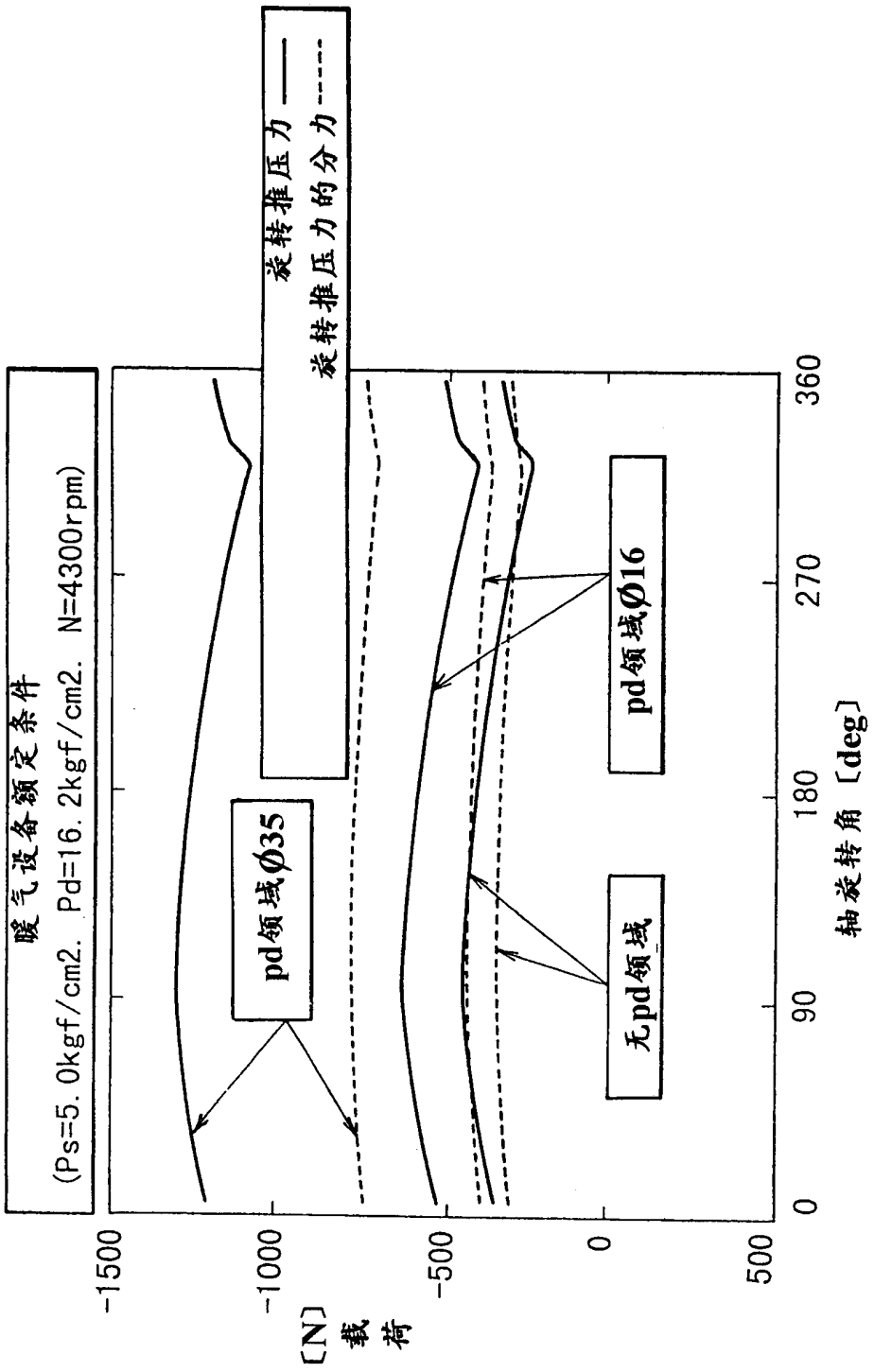

暖气设备额定条件
(Ps=5.0kgf/cm2. Pd=16.2kgf/cm2. N=4300rpm)
旋转推压力 ——
旋转推压力的分力 - - - -
pd领域φ35
pd领域φ16
无pd领域
-1500
-1000
-500
0
500
载荷〔N〕
0
90
180
270
360
轴旋转角〔deg〕

图 7

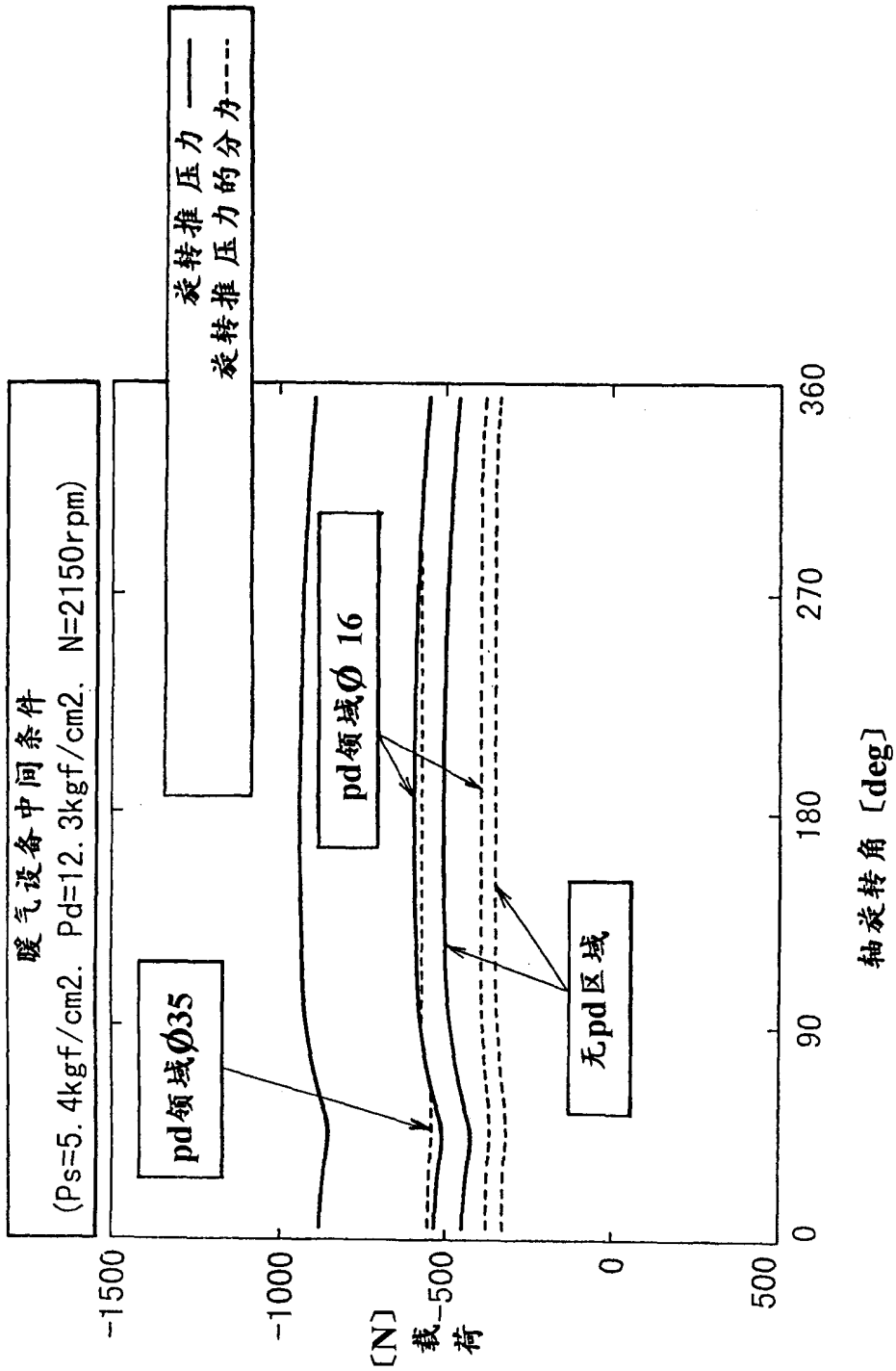

暖气设备中间条件
(Ps=5.4kgf/cm2. Pd=12.3kgf/cm2. N=2150rpm)
旋转推压力 ——
旋转推压力的分力----
pd领域Ø35
pd领域Ø 16
无pd区域
-1500
-1000
-500
0
500
载荷〔N〕
0
90
180
270
360
轴旋转角〔deg〕

图 8

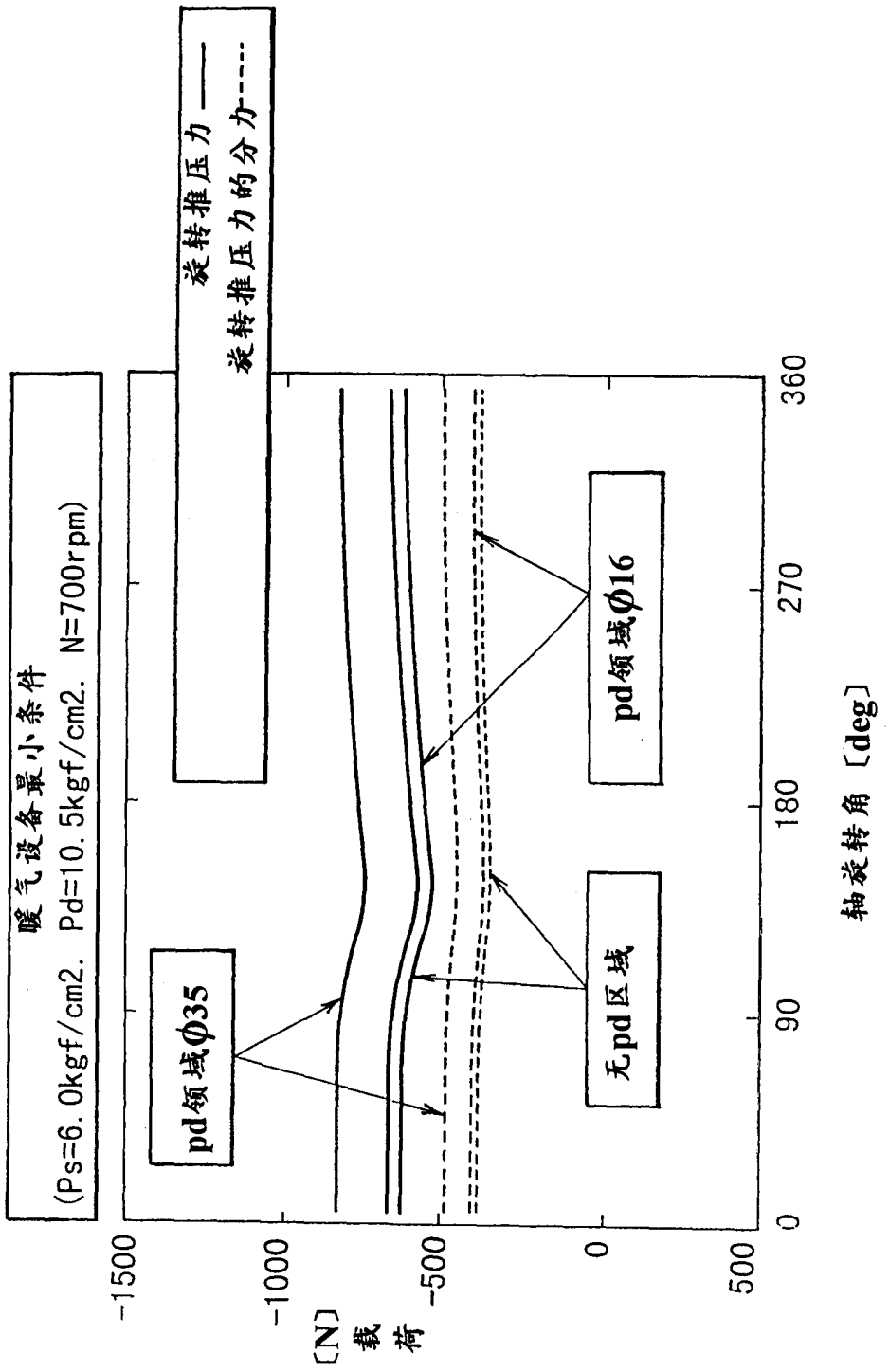

暖气设备最小条件
(Ps=6.0kgf/cm2. Pd=10.5kgf/cm2. N=700rpm)
旋转推压力 ——
旋转推压力的分力----
pd领域φ35
pd领域φ16
无pd区域
-1500
-1000
-500
0
500
载荷〔N〕
0
90
180
270
360
轴旋转角〔deg〕

图 9

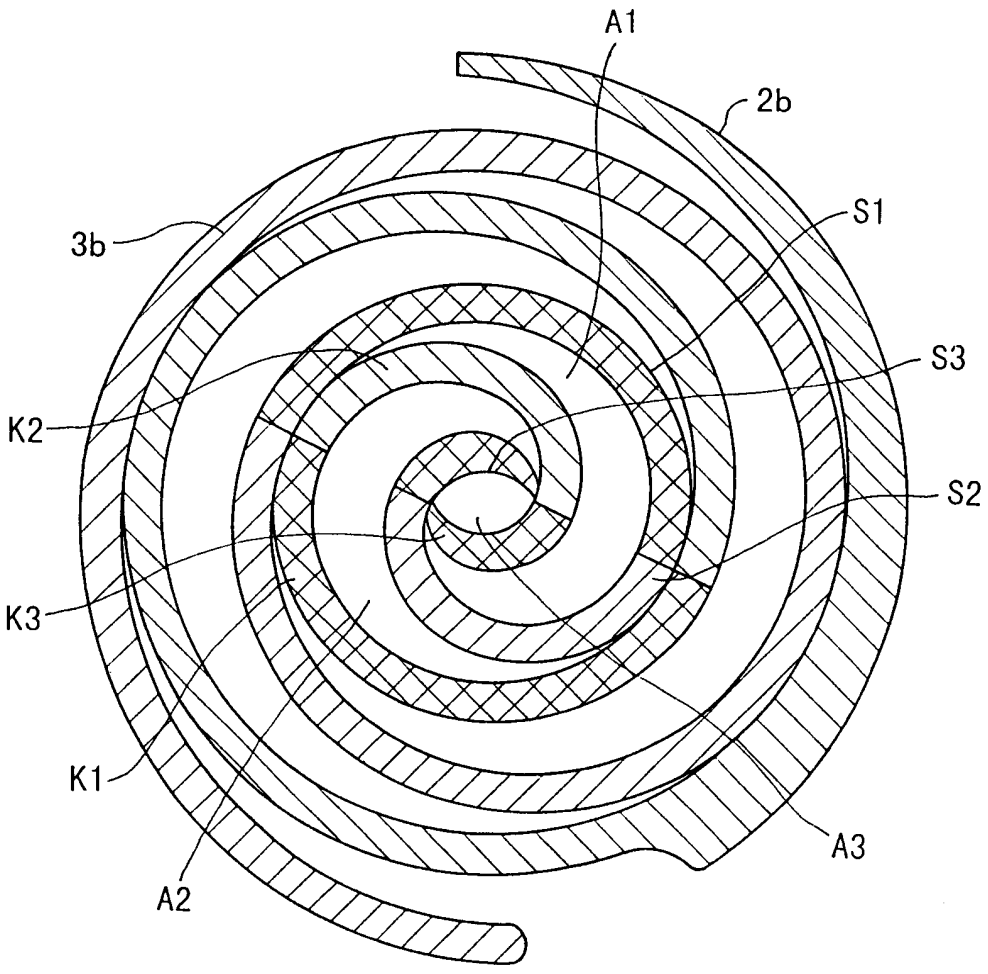


图10

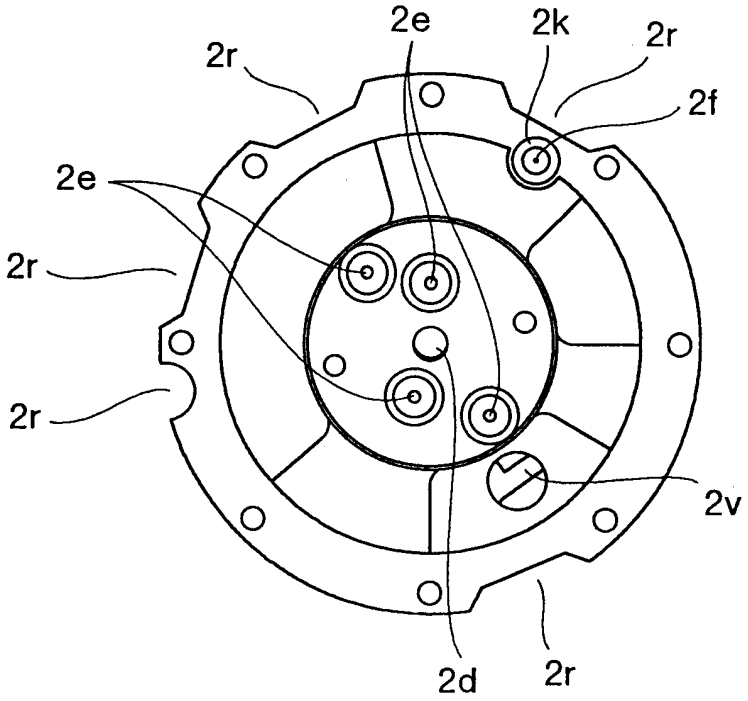


图11

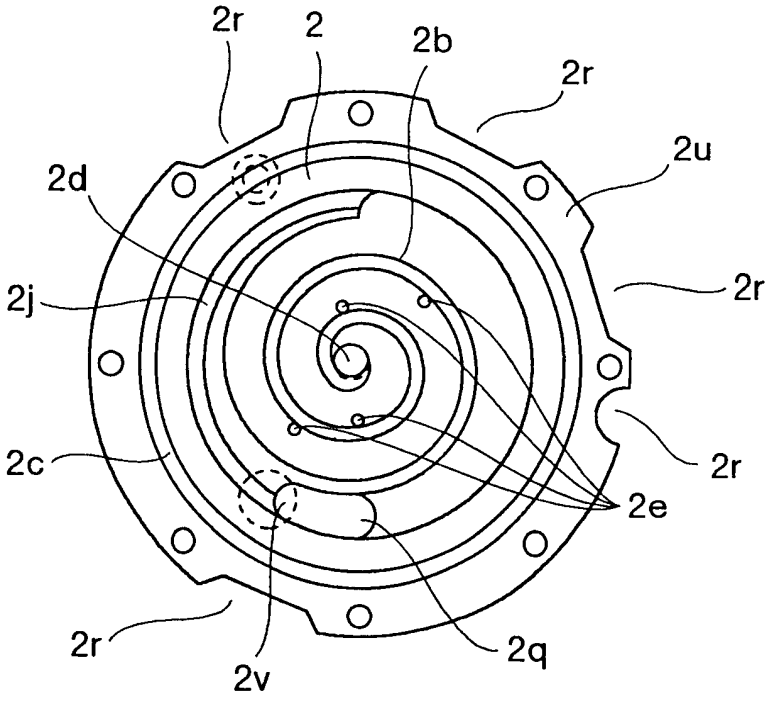


图12

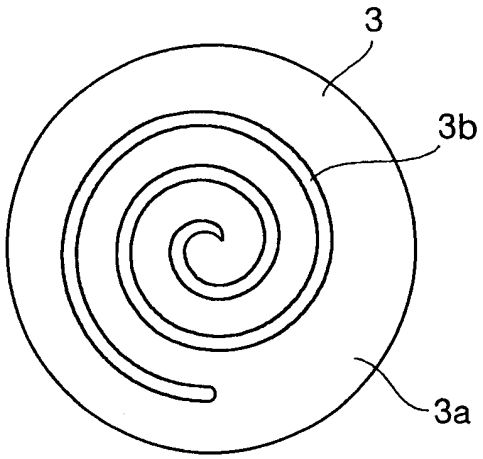


图13

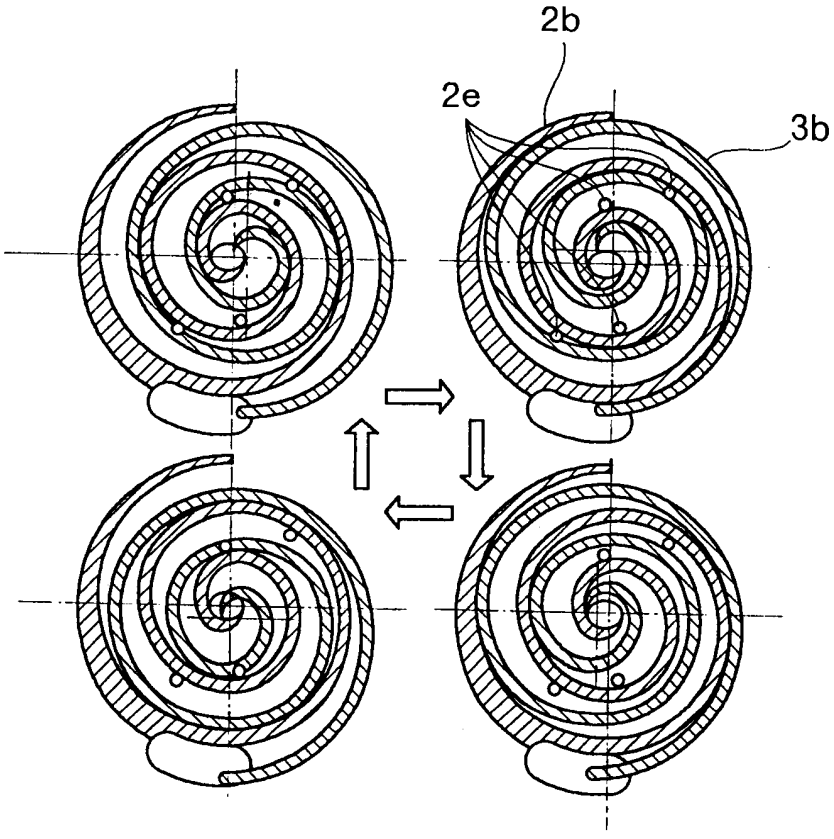


图14

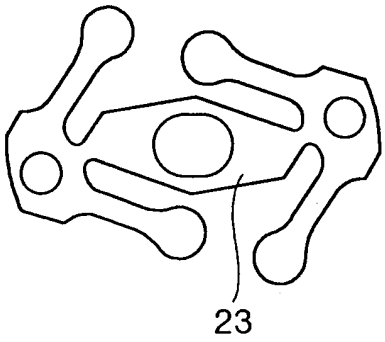


图15

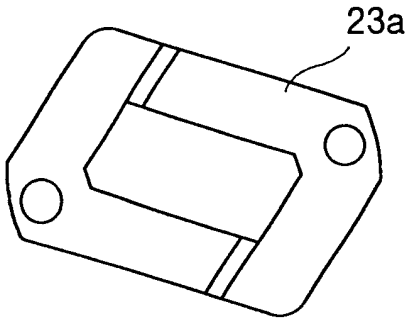


图16

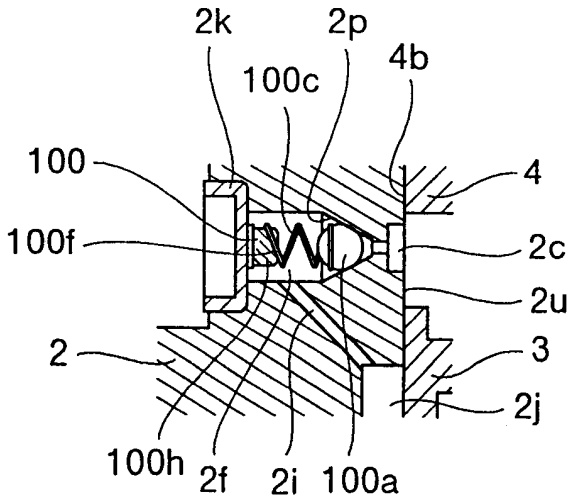


图17

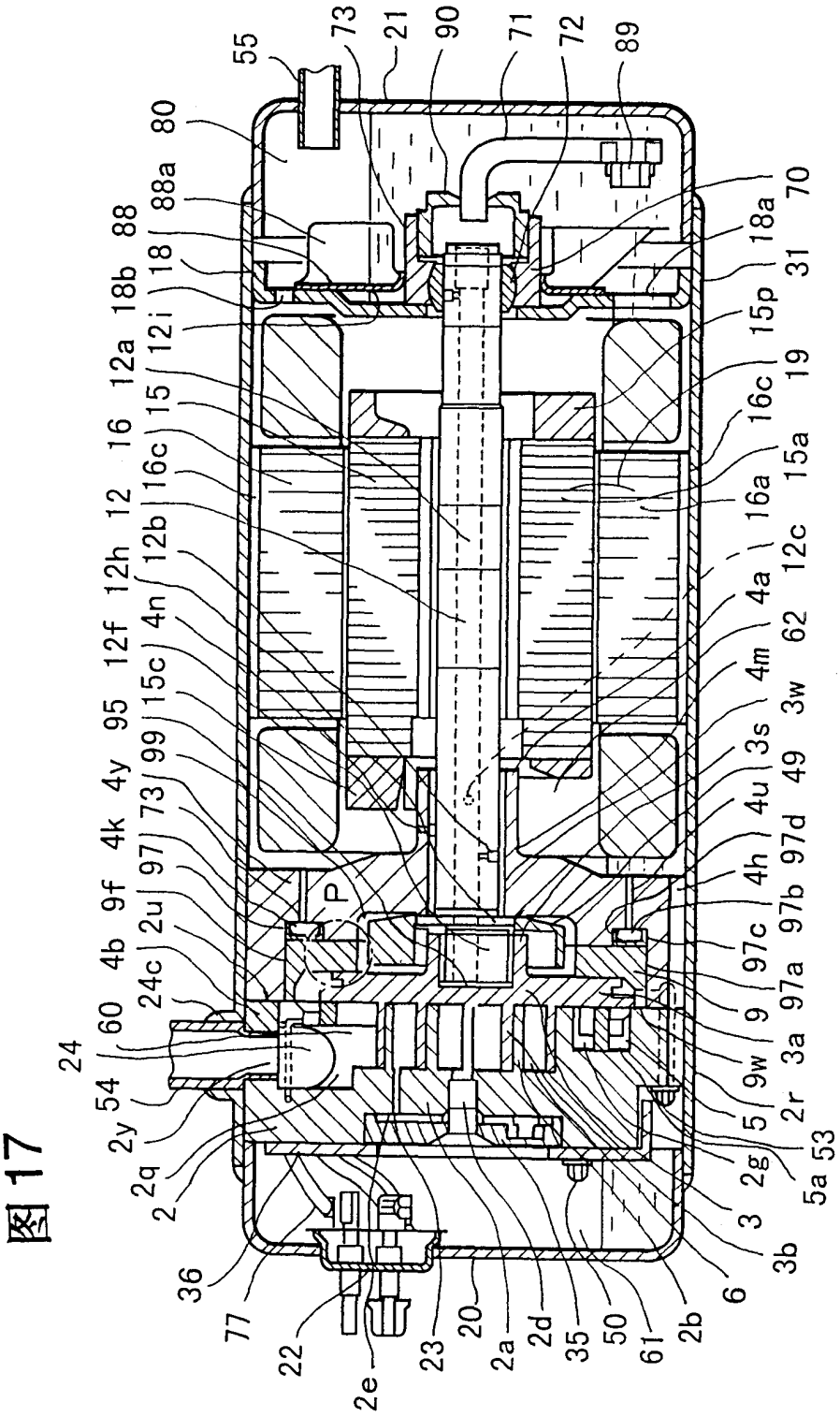

55
73
21
90
71
72
89
80
88a
88
18
18b
12i
12a
15
16
16c
12
12b
12h
4n
12f
15c
95
4y
99
73
4k
97
9f
2u
4b
24c
60
24
54
2y
2q
2
36
77
22
2e
23
20
2a
2d
35
50
61
2b
6
3b
3
2g
5
5a
53
2r
9w
3a
9
97a
97c
97b
4h
97d
49
4u
3s
3w
62
4m
4a
12c
16a
15a
16c
19
15p
18a
31
70
P

图18

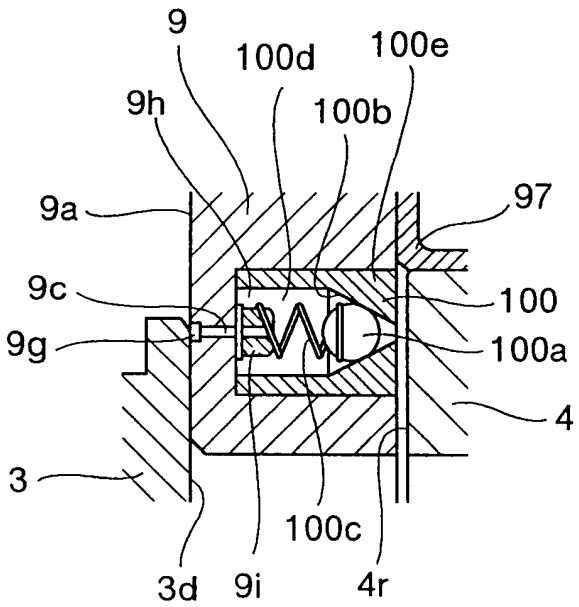


图 19

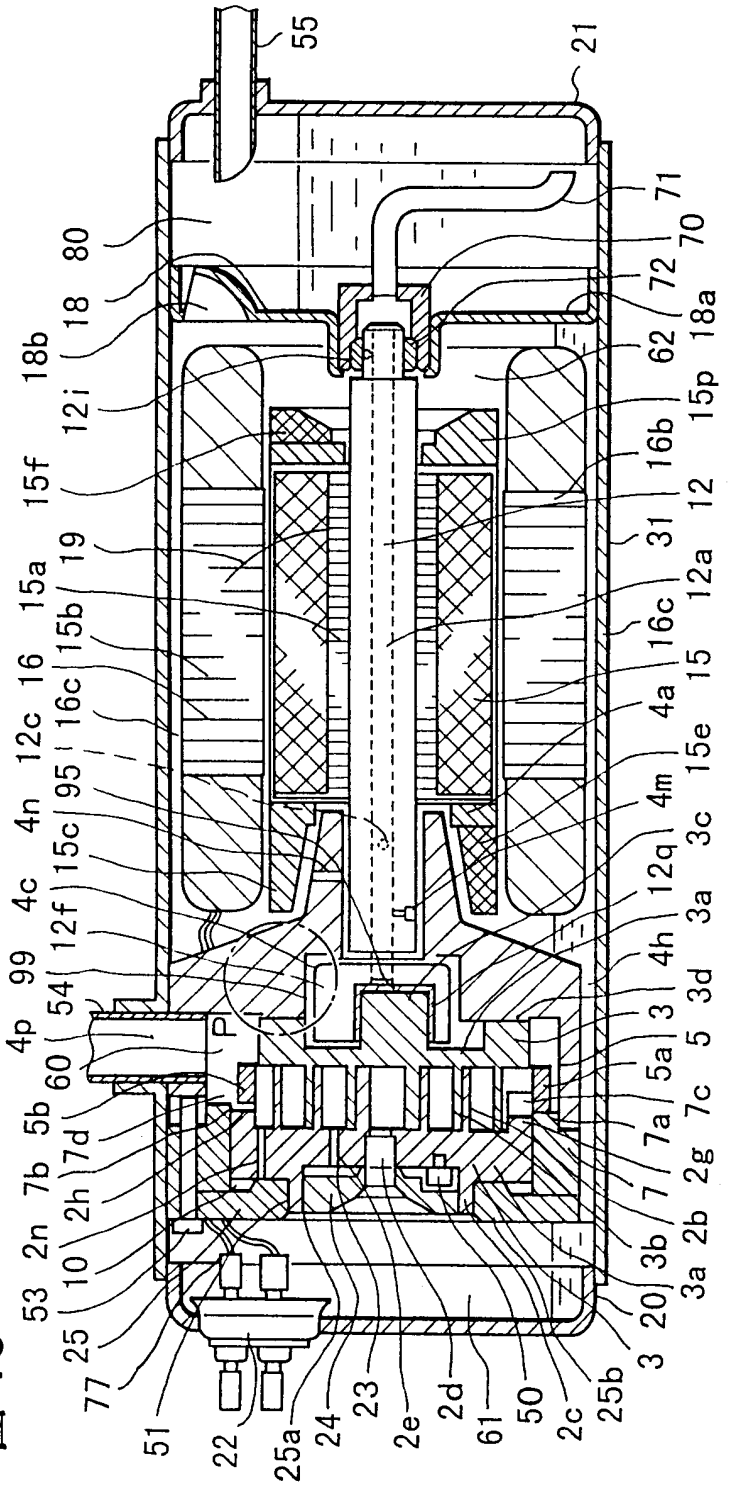

55
21
71
70
72
18a
62
15p
16b
12
31
12a
16c
15
4a
15e
4m
3c
12q
3a
4h
3d
3
5
5a
7c
7a
7
2g
2b
3b
20
3
25b
50
2c
2d
61
2e
23
24
25a
22
51
77
25
10
2h
2n
53
7b
7d
5b
60
4p
99
54
12f
4c
15c
95
4n
12c
16
16c
15b
15a
19
15f
12i
18b
18
80

图20

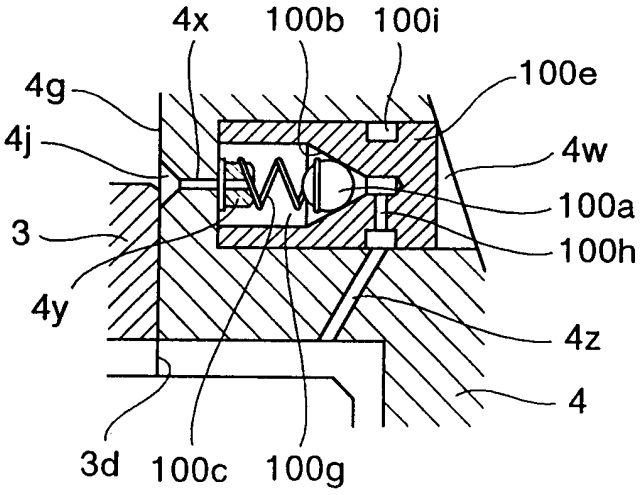

4x
100b
100i
100e
4g
4j
4w
100a
3
100h
4y
4z
4
3d
100c
100g

图21

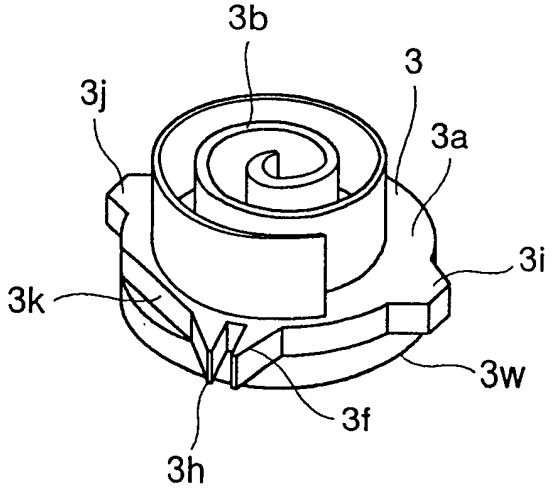

3b
3
3j
3a
3i
3k
3w
3f
3h

图22

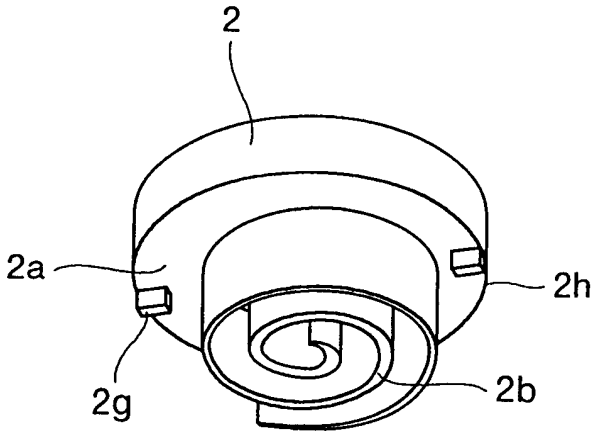


图23

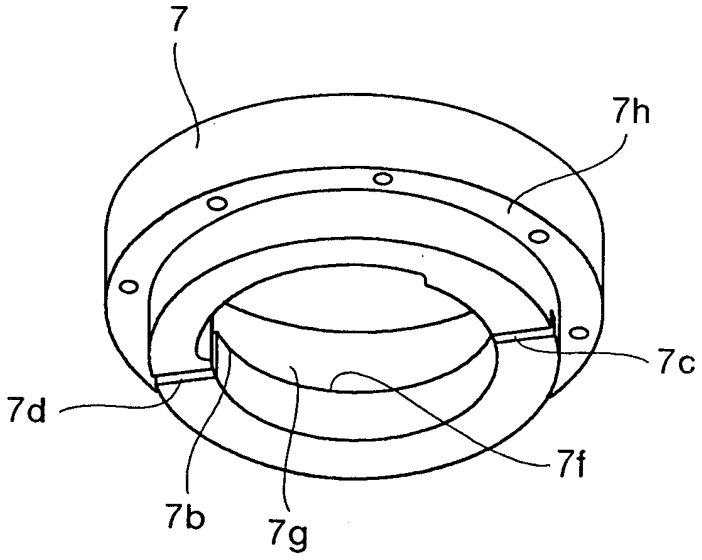


图 24

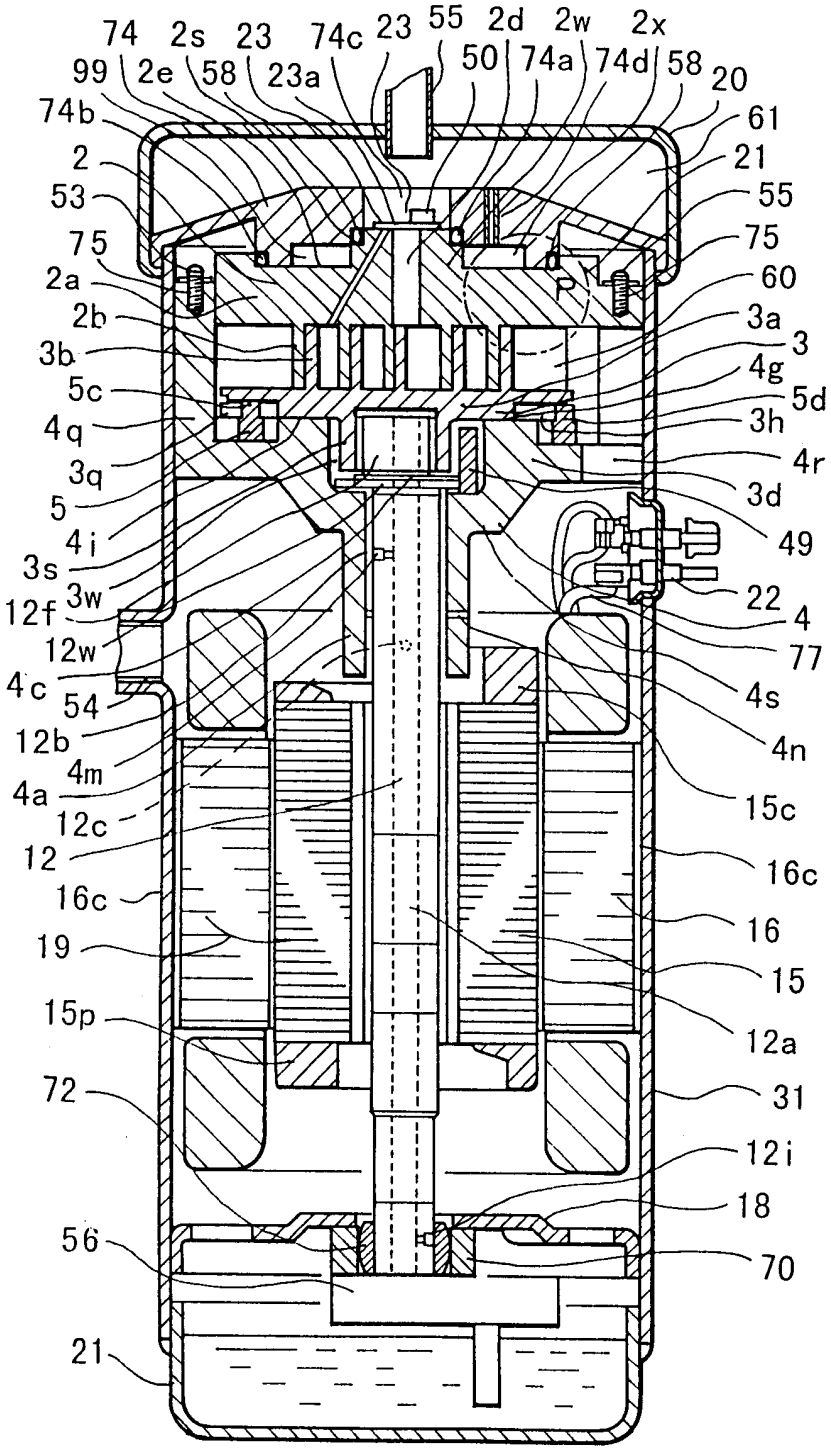

74
2s
23
74c
23
55
2d
2w
2x
99
2e
58
23a
50
74a
74d
58
20
74b
61
2
21
53
55
75
75
2a
60
2b
3a
3b
3
4g
5c
5d
4q
3h
3q
4r
5
3d
4i
49
3s
3w
22
12f
4
12w
77
4c
54
4s
12b
4n
4m
4a
15c
12c
12
16c
16c
16
19
15
15p
12a
72
31
12i
18
56
70
21

图25

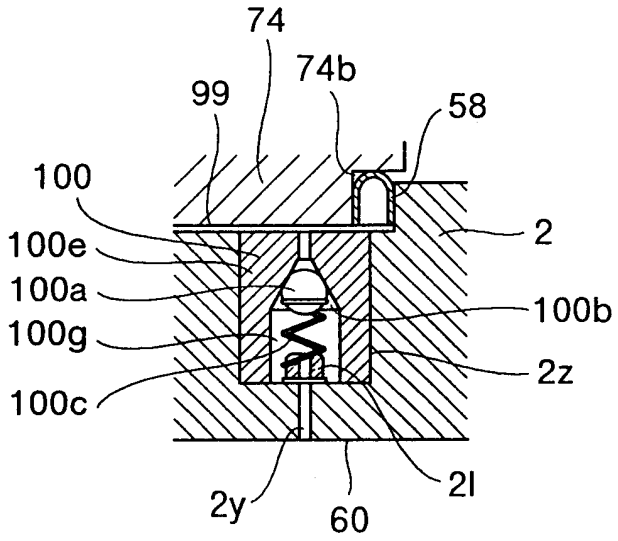

74
74b
99
58
100
2
100e
100a
100b
100g
2z
100c
2y
60
2l

图26

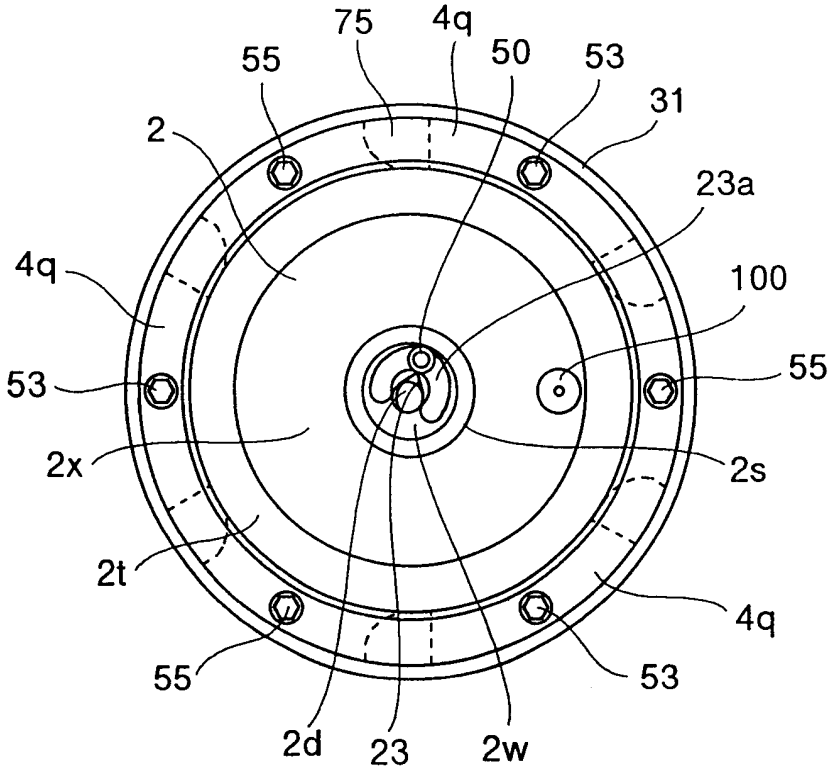

75
4q
55
50
53
31
2
23a
4q
100
53
55
2x
2s
2t
4q
55
53
2d
23
2w

图27

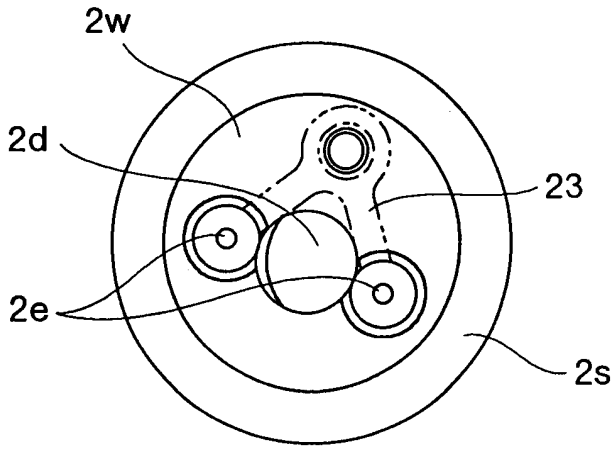


图28

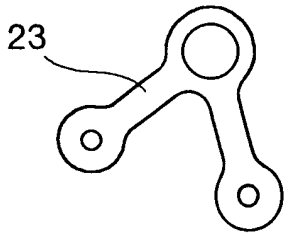


图29

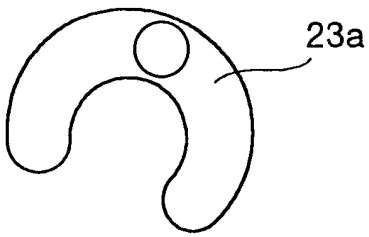


图30

