



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 104541060 B

(45)授权公告日 2016.08.24

(21)申请号 201380030451.3

(22)申请日 2013.08.09

(30)优先权数据

2012-177223 2012.08.09 JP

(85)PCT国际申请进入国家阶段日

2014.12.09

(86)PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2013/071692 2013.08.09

(87)PCT国际申请的公布数据

W02014/025025 JA 2014.02.13

(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 高岛和 加藤久尊 长谷川桂一

畑山昌宏

(74)专利代理机构 永新专利商标代理有限公司

72002

代理人 胡建新

(51)Int.Cl.

F04C 18/356(2006.01)

F04C 23/00(2006.01)

F04C 27/00(2006.01)

(56)对比文件

CN 101925743 A,2010.12.22,

CN 1932295 A,2007.03.21,

CN 1950611 A,2007.04.18,

US 4514154 A,1985.04.30,

US 2009/0010790 A1,2009.01.08,

JP 特开2010-121448 A,2010.06.03,

CN 102549266 A,2012.07.04,

审查员 陈朝波

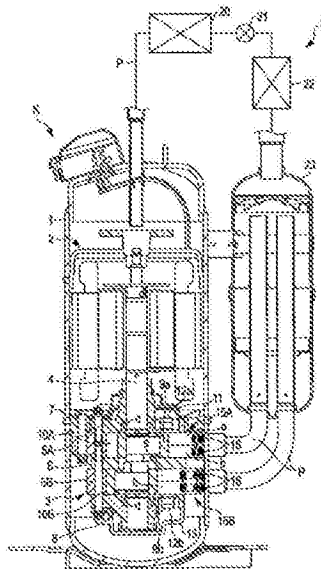
权利要求书1页 说明书13页 附图10页

(54)发明名称

旋转式压缩机及制冷循环装置

(57)摘要

本发明提供一种旋转式压缩机,在其密封箱体,容纳有电动机部以及介由旋转轴与此电动机部连接的压缩机构部,该压缩机构部具备:具有气缸室的气缸、在气缸室内做偏心运动的辊子,以及与辊子接触并将气缸室的内部区划为压缩室和吸入室的叶片,该叶片,在为旋转轴的轴方向的、气缸的高度方向上重叠配置两片分割叶片,将一片分割叶片的高度尺寸设为H,将为上述气缸的高度尺寸与两片分割叶片重叠后的高度尺寸之差的微小间隙设为L时,将微小间隙L相对于每片分割叶片的叶片高度尺寸H的比例设定为:0.001<微小间隙L/分割叶片片数/叶片高度H<0.0015。



CN 104541060 B

1. 一种旋转式压缩机,其特征在于:

所述旋转式压缩机,在其密封箱体内,容纳有电动机部以及经由旋转轴与此电动机部连接的压缩机构部,

所述压缩机构部,具备:具有气缸室的气缸、在所述气缸室内做偏心运动的辊子,以及与所述辊子接触并将所述气缸室的内部区划为压缩室和吸入室的叶片,

所述叶片,配置为在所述旋转轴的轴方向的、所述气缸的高度方向上重叠两片分割叶片,

将一片分割叶片的高度尺寸设为H,将所述气缸的高度尺寸与两片分割叶片重叠后的高度尺寸之差的微小间隙设为L时,将微小间隙L相对于每片分割叶片的叶片高度尺寸H的比例设定为满足下式(1):

$$0.001 < \text{微小间隙}L / \text{分割叶片片数} / \text{叶片高度}H < 0.0015 \cdots \cdots (1)。$$

2. 根据权利要求1所述的旋转式压缩机,其特征在于:

在构成所述叶片的每个分割叶片上配备螺旋弹簧,以使分割叶片相对所述辊子弹性地进行按压。

3. 根据权利要求2所述的旋转式压缩机,其特征在于:

在所述气缸上设置有两个容纳各个所述螺旋弹簧的弹簧容纳孔,这两个弹簧容纳孔在所述气缸的高度方向上相互分离,同时设置有用向所述气缸室导入气态制冷剂的吸入用孔,该吸入用孔与所述弹簧容纳孔之间在气缸的圆周方向上存有规定的角度;

在所述气缸的高度方向上,将气缸的一端面与靠近此端面的所述弹簧容纳孔的内面之间的距离设为C1,将两个所述弹簧容纳孔的内面之间的距离设为C2,将所述气缸的另一端面与靠近此另一端面的所述弹簧容纳孔的内面之间的距离设为C3时,将C2的长度尺寸设定为比C1、C3长。

4. 根据权利要求2所述的旋转式压缩机,其特征在于:

将所述螺旋弹簧的平均直径设为D,将所述分割叶片的一片的高度尺寸设为H,将所述气缸的高度尺寸设为h,将所述螺旋弹簧的数量设为M时,设定为满足下式(2):

$$D/H \geq 0.45, \text{且} D \times M/h \leq 0.55 \cdots \cdots (2)。$$

5. 根据权利要求3所述的旋转式压缩机,其特征在于:

在所述弹簧容纳孔的气缸开口端处,配备阻止所述螺旋弹簧跳出的止动部件。

6. 根据权利要求1所述的旋转式压缩机,其特征在于:

所述压缩机构部具备枢轴支承所述旋转轴的主轴承和副轴承,同时在所述主轴承与副轴承之间,设置有夹持中间间隔板的两个气缸;

仅在所述主轴承及所述副轴承的任意一方上设置环槽;

至少将设置了所述环槽的一侧的所述气缸中的所述气缸室的内部区划为压缩室和吸入室的所述叶片,配置为在所述气缸的高度方向上重叠两片分割叶片。

7. 一种制冷循环装置,其特征在于:

经由制冷剂管将如权利要求1~6中任一项所述的旋转式压缩机、冷凝器、膨胀装置以及蒸发器连通,构成制冷循环回路。

## 旋转式压缩机及制冷循环装置

### 技术领域

[0001] 本发明的实施方式涉及一种旋转式压缩机以及具备此旋转式压缩机以构成制冷循环的制冷循环装置。

### 背景技术

[0002] 具备旋转式压缩机的制冷循环装置被大量地使用。在这种旋转式压缩机中,经由旋转轴连接电动机部与压缩机构部,压缩机构部具备:内部形成有气缸室的气缸、在气缸室内做偏心运动的辊子,以及与该辊子接触并将气缸室的内部区划为压缩室和吸入室的叶片。

[0003] 旋转轴进行旋转,辊子在气缸室内做偏心运动,并对吸入的气态制冷剂进行压缩,但是此时高压化的气态制冷剂对辊子和旋转轴进行推压,旋转轴发生略微弯曲。于是,辊子发生倾斜,叶片与辊子之间的接触面不均匀、局部性地进行接触,形成所谓的部分接触状态,叶片与辊子之间的接触部的滑动阻力增大,并持续进行磨损(例如,日本特许第4488104号公报)。

### 发明内容

[0004] 为了解决叶片对于辊子的部分接触,缓和局部性的接触压力,提高可靠性,有效的做法是将叶片分割为两片配置。即,通过使两片叶片分别达到略微滑动的状态,能够分散辊子与分割叶片之间的滑动面的接触力,抑制滑动磨损,进而提高可靠性。

[0005] 然而,在通常结构即具备一片叶片的情况下,如果气缸与叶片的高度之差所形成的微小间隙相对于叶片的高度尺寸的比例设定得过小,那么叶片的动作将会恶化,导致滑动损失增大。如果微小间隙的比例设定得过大,那么将会增大气缸室中的从压缩侧向吸入侧的气态制冷剂的泄漏量,导致泄漏损失增大。

[0006] 鉴于这样的情况,期待一种旋转式压缩机以及具备此旋转式压缩机的制冷循环装置,该旋转式压缩机在将叶片分割为两片的基础上,能够抑制气缸室中的从压缩室向吸入侧的气态制冷剂的泄漏损失,并且不会增大分割叶片与辊子之间的滑动损失,确实地实现辊子的顺畅运动。

[0007] 在本实施方式的旋转式压缩机中,在其密封箱体内,容纳有电动机部以及经由旋转轴与此电动机部连接的压缩机构部,该压缩机构部具备:具有气缸室的气缸、在气缸室内做偏心运动的辊子,以及与辊子接触并将气缸室的内部区划为压缩室和吸入室的叶片。

[0008] 上述叶片,配置为在旋转轴的轴方向的、气缸的高度方向上重叠两片分割叶片,将一片分割叶片的高度尺寸设为H,将为气缸的高度尺寸与两片分割叶片重叠后的高度尺寸之差的微小间隙设为L时,将微小间隙L相对于每片分割叶片的叶片高度尺寸H的比例设定为: $0.001 < \text{微小间隙}L / \text{分割叶片片数} / \text{叶片高度}H < 0.0015$ 。

### 附图说明

- [0009] 图1是本实施方式所涉及的旋转式压缩机的纵剖面图以及制冷循环装置的概略的制冷循环结构图。
- [0010] 图2是同一实施方式所涉及的旋转式压缩机中的压缩机构部的横断平面图。
- [0011] 图3是对同一实施方式所涉及的压缩机构部的气缸、辊子及叶片结构进行说明的图。
- [0012] 图4是表示同一实施方式所涉及的微小间隙与性能之间的关系的关系的特性图。
- [0013] 图5是表示作为参考例的、在气缸的高度方向上配备一片叶片的情况下的、微小间隙与性能之间关系的特性图。
- [0014] 图6A是同一实施方式所涉及的设置在叶片上的油槽的相互不同结构的示意图。
- [0015] 图6B是同一实施方式所涉及的设置在叶片上的油槽的相互不同结构的示意图。
- [0016] 图7是示出同一实施方式所涉及的设置在气缸上的吸入用孔与弹簧容纳孔之间的位置关系的剖面图。
- [0017] 图8是示出同一实施方式的变形例所涉及的设置在气缸上的吸入用孔与弹簧容纳孔之间的位置关系的剖面图。
- [0018] 图9A是同一实施方式所涉及的压缩机构部的主要部分的纵剖面图。
- [0019] 图9B是同一实施方式所涉及的压缩机构部的主要部分的纵剖面的放大图。
- [0020] 图10是同一实施方式的变形例所涉及的压缩机构部的主要部分的纵剖面图。
- [0021] 图11是同一实施方式的另一个不同的变形例所涉及的压缩机构部的主要部分的纵剖面图。
- [0022] 图12是同一实施方式的另一个不同的变形例所涉及的压缩机构部的主要部分的纵剖面图。
- [0023] 图13A是同一实施方式的另一个不同的变形例所涉及的压缩机构部的主要部分的纵剖面图。
- [0024] 图13B是同一实施方式的另一个不同的变形例所涉及的压缩机构部的主要部分的以往结构的纵剖面图。
- [0025] 图14是同一实施方式的另一个不同的变形例所涉及的制冷循环装置的制冷循环回路以及旋转式压缩机的部分纵剖面图。
- [0026] 图15是同一实施方式的另一个不同的变形例所涉及的制冷循环装置的制冷循环回路以及旋转式压缩机的部分纵剖面图。

### 具体实施方式

- [0027] 以下,基于附图对本实施方式进行说明。
- [0028] 图1是双缸型旋转式压缩机K的概略纵剖面图,同时是具备此旋转式压缩机K的制冷循环装置的制冷循环回路R的构成图。
- [0029] 首先,从双缸型旋转式压缩机K开始说明。
- [0030] 图中1为密封箱体,在这个密封箱体1的上部容纳有电动机部2,在下部容纳有压缩机构部3。进一步,压缩机构部3被浸泡在在密封箱体1内底部收集润滑油的油槽部(未图示)内。
- [0031] 电动机部2与压缩机构部3经由旋转轴4相互连接,通过电动机部2对旋转轴4进行

旋转驱动,压缩机构部3能够像后述那样地吸入压缩、并排出气态制冷剂。

[0032] 上述压缩机构部3,在其上部具备第一气缸5A,在其下部具备第二气缸5B,在这些第一气缸5A与第二气缸5B之间,夹持有中间隔板6。

[0033] 在第一气缸5A的上面重叠有主轴承7,此主轴承7被安装在密封箱体1的内周壁上。在第二气缸5B的下面重叠有副轴承8,与第二气缸5B和中间隔板6以及第一气缸5A一起被安装在主轴承7上。

[0034] 上述旋转轴4,其中间部旋转自如地被主轴承7枢轴支承,其下端部旋转自如地被副轴承8枢轴支承。进一步,将第一气缸5A和中间隔板6以及第二气缸5B的内径部贯通,在第一气缸5A、第二气缸5B的内径部上一体地具备呈大致180°相位差的、同一直径的第一偏心部和第二偏心部。

[0035] 在第一偏心部的周表面上嵌合有第一辊子9a,在第二偏心部的周表面上嵌合有第二辊子9b。第一辊子9a、第二辊子9b被容纳为伴随着旋转轴4的旋转,一边做偏心运动一边其周壁的一部分分别沿着第一气缸5A及第二气缸5B的内径部周壁接触。

[0036] 上述第一气缸5A的内径部被主轴承7和中间隔板6闭塞,形成第一气缸室10A。第二气缸5B的内径部被中间隔板6和副轴承8闭塞,形成第二气缸室10B。

[0037] 第一气缸室10A和第二气缸室10B的直径以及在旋转轴4的轴方向上的长度即高度尺寸被设定为彼此相同。第一辊子9a被容纳至第一气缸室10A内,第二辊子9b被容纳至第二气缸室10B内。

[0038] 在主轴承7上,安装有双重重叠的、分别设置有排出孔的排出消声器11,并覆盖设置在主轴承7上的排出阀机构12a。在副轴承8上安装有单重排出消声器13,并覆盖设置在副轴承8上的排出阀机构12b。在此排出消声器13上没有设置排出孔。

[0039] 主轴承7的排出阀机构12a与第一气缸室10A连通,伴随压缩作用,在气缸室10A内上升至规定的压力时开放,并将压缩后的气态制冷剂排出至排出消声器11内。副轴承8的排出阀机构12b与第二气缸室10B连通,伴随压缩作用,在气缸室10B内上升至规定的压力时开放,并将压缩后的气态制冷剂排出至排出消声器13内。

[0040] 设置了贯穿副轴承8、第二气缸5B、中间隔板6、第一气缸5A以及主轴承7的排出气体引导路径。此排出气体引导路径将在第二气缸室10B内压缩的、经由排出阀机构12b被排出至下部侧的排出消声器13内的气态制冷剂向上部侧的双重的排出消声器11内引导。

[0041] 另一方面,在第一气缸5A上设置有第一叶片15A,在第二气缸5B上设置有第二叶片15B。第一叶片15A及第二叶片15B分别由沿着旋转轴4的轴方向即第一气缸5A及第二气缸5B的高度方向被分割为上部侧和下部侧的两片分割叶片a、b所构成。

[0042] 如后所述的螺旋弹簧(弹性部件)16的一端部与构成第一叶片15A、第二叶片15B的各两片的分割叶片a、b的后端部接触,并将分割叶片a、b向上述辊子9a、9b侧施压。

[0043] 图2是第一气缸5A的平面图,未图示的第二气缸5B也成为同样的平面结构。因此,省略“第一”、“第二”的称呼,以及符号“A”、“B”来进行说明。(以下同)

[0044] 在气缸5上连接设置有向内径部即气缸室10开放的叶片槽17,进一步,在叶片槽17的后端部上连接设置有叶片背室18。在叶片槽17内移动自如地容纳有叶片15,该叶片15呈在气缸5的高度方向上被分割为上下两片分割叶片a、b的状态。上部侧的分割叶片a和下部侧的分割叶片b的前端部突出没入至气缸室10内,后端部突出没入至叶片背室18内。

[0045] 分割叶片a、b的前端部在平面视图上形成为大致的圆弧状,在前端部向相对的气缸室10突出的状态下,在平面视图上,与圆形状的辊子9的周壁发生不管其旋转角度的线接触。

[0046] 进一步,从气缸5的壁厚(轴)方向的大致中央部起,存有规定的间隔设置有一对(两条)弹簧容纳孔19,该弹簧容纳孔19从气缸5的外周壁起朝向气缸室10侧平行,并且经由叶片背室18一直被设置到内径部即气缸室10的前面。

[0047] 上述螺旋弹簧16被容纳至各自的弹簧容纳孔19内,在作为压缩机机构部3被组装后的状态下,螺旋弹簧16的一端部与密封箱体1的内周壁接触。另一端部分别与构成叶片15的上部侧的分割叶片a和下部侧的分割叶片b接触,并向各分割叶片a、b施压。

[0048] 再如图1所示,在密封箱体的上端部上连接有排出用的制冷剂管P。在此制冷剂管P上依次连通地设置有冷凝器20、膨胀装置21、蒸发器22以及收集器23。

[0049] 而且,从收集器23上延伸出两根吸入用的制冷剂管P、P,并且经由旋转式压缩机K中的密封箱体1与第一气缸10A及第二气缸10B连接。这样,构成了制冷循环装置的制冷循环回路R。

[0050] 再如图2所示,设置有从气缸5的外周壁贯穿至气缸室10的吸入用孔25,从收集器23分支的吸入用的制冷剂管P贯通密封箱体1并被插入固定。将叶片15及叶片槽17夹持于其间,在气缸的圆周方向的一侧设置有吸入用孔25,在另一侧设置有与上述排出阀机构12连通的排出孔26。

[0051] 这样构成的旋转式压缩机K,通电使旋转轴4进行旋转驱动时,在气缸室10中辊子9进行偏心运动。构成叶片15的上部侧的分割叶片a及下部侧的分割叶片b分别被螺旋弹簧16施压,并且这些分割叶片a、b的前端部与辊子9的周壁弹性地接触。

[0052] 伴随着各辊子9的偏心运动,从被叶片15所区划的气缸室10的吸入用的制冷剂管P中吸入气态制冷剂。进一步,气态制冷剂被移动向被区划的气缸室10的压缩室并被压缩。在压缩室的容积变小,气态制冷剂的压力上升至规定的压力时,气态制冷剂从排出孔26经由排出阀机构12被排出。

[0053] 在上部侧的双重排出消声器11内,从第一气缸室10A中排出的气态制冷剂与从第二气缸室10B排出的气态制冷剂合流,进而释放到密封箱体1内。然后,经由在构成电动机部2的部件的相互之间设置的气体引导路径充满至密封箱体1的上端部,并且从排出用制冷剂管P排出至压缩机K的外部。

[0054] 压缩后的高压的气态制冷剂被导入至冷凝器20进行冷凝,变成液态制冷剂。此液态制冷剂被导入至膨胀装置21进行绝热膨胀,并被导入至蒸发器22进行蒸发变成气态制冷剂。在蒸发器22中,从周围的空气中夺取蒸发潜热,形成制冷作用。

[0055] 如果将此旋转式压缩机K装载在空调机中的话,那么将形成冷气作用。进一步,在装载于空调机中时,通过在制冷循环的压缩机K的排出侧上配备四通切换阀,构成为能够将制冷剂的流向切换为反向,并且将从旋转式压缩机K中排出的气态制冷剂直接导入至室内热交换器的话,则形成暖气作用。

[0056] 图3是气缸5中的辊子9和叶片15的纵剖面图。

[0057] 如上所述,辊子9以能够自如地进行偏心运动的方式被容纳于气缸5的内径部即气缸室10内。

[0058] 相对于旋转轴4的轴方向上的气缸室10的高度尺寸,辊子9的高度尺寸大致相同。相对于辊子9的高度方向,叶片15在被分割为上部侧的分割叶片a和下部侧的分割叶片b的两片的状态下被重叠配置。

[0059] 将上部侧的分割叶片a、下部侧的分割叶片b各自的高度尺寸设为H,将气缸5的高度尺寸与两片重叠后的上部侧的分割叶片a、下部侧的分割叶片b的高度尺寸之差,即微小间隙设为L时,将微小间隙L相对于上部侧的分割叶片a、下部侧的分割叶片b的每一片的叶片高度尺寸H的比例设定为满足下式(1)。

[0060]  $0.001 < \text{微小间隙}L / \text{分割叶片片数} / \text{叶片高度}H < 0.0015 \dots \dots (1)$

[0061] 图4是对上式(1)进行说明的、本实施方式中的微小间隙L相对于每一片叶片的高度尺寸H的比例和性能的特性图。图5是作为参考例,配备一片叶片的以往的旋转式压缩机中的微小间隙相对于叶片高度尺寸的比例和性能的特性图。

[0062] 如上所述,叶片15将气缸室10区划为高压侧的压缩室和低压侧的吸入室。为此,叶片15必须与在气缸室10内做偏心运动的辊子9弹性地滑动接触。即,需要相对于气缸5的高度尺寸减小辊子9或者叶片15的高度尺寸,设置两者之间的尺寸差(微小间隙L)。

[0063] 但是,微小间隙L越大,压缩后的气态制冷剂越会从压缩室(高压侧)向吸入室(低压侧)泄漏。旋转轴4每旋转一次的压缩量减少,引起吸入侧的温度上升,泄漏损失增大,损失压缩效率。另外,如果微小间隙L过小,那么由于叶片15做往复运动时的滑动阻力明显增大,依然会导致损失压缩效率的结果。

[0064] 首先,作为参考例,在图5中,根据以往结构中的一片叶片与辊子接触时的微小间隙与叶片高度之间的关系式,示出了最佳范围G。

[0065] 越小于0.0005,则滑动损失越大,而越大于0.0009则泄漏损失越大。因此,如果以往的微小间隙与叶片高度之间的关系式满足:

[0066]  $0.0005 < \text{微小间隙}L / \text{叶片片数(一片)} / \text{叶片高度}H < 0.0009$ ,则能够提供出不会导致性能低下,且叶片的滑动性能良好的压缩机。

[0067] 对此,如本实施方式所示,在叶片15由两片分割叶片a、b构成,且相互的分割叶片a、b在气缸5的高度方向上重叠配置的情况下,为了使各个分割叶片a、b滑动,需要在两片重叠的分割叶片a、b的相互磨合面上也具有微小间隙并形成油膜。

[0068] 因此,如下已被证明:气缸5的高度尺寸与两片重叠的分割叶片a、b的高度尺寸之间的微小间隙(落差),需要设定得比如图5所示的一片叶片时的大。

[0069] 如图4所示,如果将微小间隙L相对于每片分割叶片的叶片高度尺寸H的比例设定为0.0010以下的话,则滑动损失增大。另外,如果将同一比例设置为0.0015以上的话,则泄漏损失增大。

[0070] 因此,在相对于辊子9重叠配置了两片分割叶片a、b的情况下,微小间隙L相对于每片分割叶片a、b的叶片高度尺寸H的比例可以设定为如下的最佳范围F:

[0071]  $0.001 < \text{微小间隙}L / \text{分割叶片片数} / \text{叶片高度}H < 0.0015$ 。作为具体的例子,气缸5的高度尺寸为28.0mm,上部侧的分割叶片a、下部侧的分割叶片b各自的高度尺寸H为13.985mm,微小间隙L相当于0.03mm。

[0072] 结果是,通过设定为满足上式(1),能够抑制滑动损失,防止泄漏损失,在高效的状态下利用旋转式压缩机K的性能。

[0073] 另外,叶片15将气缸室10区划为压缩室和吸入室,如果压缩室中的气态制冷剂向吸入室侧泄漏的话,则形成损失。在本实施方式中,由于叶片15分割为两片,因此彼此的分割叶片a、b的动作并不一定总是彼此相同,不可避免地会产生微小的偏差。

[0074] 图6A、图6B是具备彼此不同结构的油槽30a、30b的分割叶片a、b的立体图。

[0075] 例如,如图6A所示,由于上部侧的分割叶片a的下部与下部侧的分割叶片b的上部重合,所以至少在下部侧的分割叶片b的上部上设置仅后端部开放的油槽30a。也可以在上部侧的分割叶片a的下部上设置同样的油槽。

[0076] 而且,如图6B所示,在相同的条件下,至少在下部侧的分割叶片b的上部上,在中央部上设置油槽30b。也可以在上部侧的分割叶片a的下部上设置同样的油槽。

[0077] 无论哪一种,均在上部侧的分割叶片a与下部侧的分割叶片b的重合部分上经常形成有油膜。即使伴随着压缩作用在彼此的分割叶片a、b之间发生动作偏差,也能够抑制从中的气态制冷剂的泄漏。

[0078] 另外,如图1所示,在第一气缸5A中,相对于构成第一叶片15A的上部侧的分割叶片a和下部侧的分割叶片b分别设置有螺旋弹簧16,并分别对上部侧的分割叶片a和下部侧的分割叶片b施压。

[0079] 在第二气缸5B中,相对于构成第二叶片15B的上部侧的分割叶片a和下部侧的分割叶片b也分别设置有螺旋弹簧16,并分别对上部侧的分割叶片a和下部侧的分割叶片b施压。

[0080] 这样,通过对每个上部侧的分割叶片a和下部侧的分割叶片b设置单独的螺旋弹簧16,各分割叶片a、b能够不干涉彼此的动作地进行滑动,能够分散辊子9与各分割叶片a、b之间的滑动面的接触力,抑制滑动磨损,进而提高可靠性。

[0081] 另外,在各个气缸5中,需要分别设置两个容纳螺旋弹簧16的弹簧容纳孔19。在各气缸5上必须设置吸入用孔25,该吸入用孔25与从收集器23上延伸出的吸入用的制冷剂管P连接。

[0082] 进一步如图2所示,将安装了叶片15的叶片槽17以及容纳螺旋弹簧16的弹簧容纳孔19夹持于其间,在气缸5的圆周方向的一侧上,存有规定的角度设置有连接吸入用的制冷剂管P的吸入用孔25,在另一侧上设置有排出孔26。

[0083] 特别是,为了尽可能大地确保向气缸室10内的制冷剂的吸入量,必须将吸入用的制冷剂管P的管径设置得很大,因此需要将吸入用孔25的直径设置得很大。

[0084] 作为气缸5的加工顺序,先用铸造材料加工外径部、内径部以及高度方向上的上下面的外形形状,再加工螺栓孔、气体通路、叶片加工用孔(叶片背室)、弹簧容纳孔19、吸入用孔25等。进一步,在继加工叶片槽17之后,进行内径部及高度方向的抛光精加工。

[0085] 在这些加工工序中,如果弹簧容纳孔19的直径变大,那么存在在加工弹簧容纳孔19之后,弹簧容纳孔19周围的气缸5的壁厚在气缸5的高度方向上变得过薄的倾向。因此,存在在加工叶片槽17时,在气缸5的上述薄壁部上发生龟裂的可能性。

[0086] 如本实施方式所示,在气缸5的高度方向上将两个分割叶片a、b重叠配置的情况下,对分割叶片a、b施加弹性的背压的螺旋弹簧16也需要两个,分别容纳其的弹簧容纳孔19当然也必须设置两个。

[0087] 如果在气缸5的高度方向上设置两个弹簧容纳孔19的话,那么在气缸5的高度方向上的除了弹簧容纳孔19以外的部分的厚度会变得更薄,易于发生龟裂等不良现象。

[0088] 进一步,吸入用孔25相对于弹簧容纳孔19存有规定的角度,并且从气缸5的外径部起贯通至内径部而设置。对此,弹簧容纳孔19从气缸5的外径部起贯穿至气缸5的径方向的中间部而设置。因此,弹簧容纳孔19的前端部(气缸5的中间部)位置与吸入用孔25最为接近。

[0089] 图7是贯穿于、设置在本实施方式的气缸5上的两个弹簧容纳孔19的前端部位置和连接吸入用的制冷剂管P的吸入用孔25的气缸5的中间部位置的剖面图。另外,与吸入用孔25的直径相同的虚线孔表示的是向气缸5的外径部开口的吸入用孔25的位置。

[0090] 在气缸5的高度方向上设置有两个弹簧容纳孔19,将气缸5的下端面(一端面)与靠近此下端面的弹簧容纳孔19的内面之间的距离设为C1,将两个弹簧容纳孔19、19的内面之间的距离设为C2,将气缸5的上端面(另一端面)与靠近此上端面的弹簧收容孔19的内面之间的距离设为C3时,将C2的长度设定为比C1、C3长( $C1、C3 < C2$ )。

[0091] 据此,容纳螺旋弹簧16的弹簧容纳孔19与连接从收集器23导出气态制冷剂的制冷剂管P的吸入用孔25之间的距离A<sub>0</sub>能够得到更大。因此,在气缸5上加工必要的叶片槽17,或者加工弹簧容纳孔19以及加工吸入用孔25时,不会在气缸5的高度方向上产生龟裂,能够确实地进行加工。

[0092] 图8表示变形例,是贯穿于、设置在气缸5上的弹簧容纳孔19的前端部位置和吸入用孔25的气缸5中间部位置的剖面图。与吸入用孔25的直径相同的虚线孔表示的是向气缸5的外径部开口的吸入用孔。

[0093] 在此变形例中,将上述C1、C2、C3全部设置为相同长度( $C1 = C2 = C3$ )。在弹簧容纳孔19与吸入用孔25之间的距离A'充分大时,可以将C1、C3设置得比上述图7的实施方式中的还大。

[0094] 另外,在旋转式压缩机K起动时,螺旋弹簧16的弹力成为叶片15针对辊子9的施力,气态制冷剂被导入至气缸室10内,压力逐渐上升。

[0095] 特别是,如果起动时的螺旋弹簧16的挤压力(弹力)弱的话,那么有时叶片15将不能追随辊子9的偏心运动的动作,反复互相冲突和分离。在这种情况下,会发生噪音和磨损。

[0096] 在气缸室10中的压力上升,达到稳定运行时,伴随辊子9的偏心运动,叶片15做往复移动。螺旋弹簧16反复进行伸缩,但是如果此时螺旋弹簧16的设计尺寸不合适的话,则易于产生压曲,并且存在与弹簧容纳孔19接触,最终导致破损的可能性。

[0097] 图9A是压缩机构部3中的气缸5的纵剖面图,图9B是对叶片15施压的螺旋弹簧16的结构图。

[0098] 叶片15配置为在气缸5的高度方向上重叠两片分割叶片a、b,将此时的气缸5的高度尺寸设为“h”,将例如上部侧的分割叶片即一片分割叶片a的高度尺寸设为“H”。

[0099] 螺旋弹簧16,在长度方向上,由固定用的端匝部和伸缩自如的可动部X构成,可动部X为实际的运动区域。将螺旋弹簧16的平均直径设为“D”,将一个气缸5中的螺旋弹簧16的数量设为“M”时,设定为满足下式(2)即可。

[0100]  $D/H \geq 0.45$ , 且  $D \times M/h \leq 0.55 \dots (2)$

[0101] 第一个构成条件,即 $D/H \geq 0.45 \dots (A)$ 的意思是,相对于一片分割叶片a的高度尺寸H,螺旋弹簧16的平均直径D设定得相对较大。

[0102] 进一步说明的话,如果将螺旋弹簧16的线径及平均直径设定为 $\alpha$ 倍,那么螺旋弹簧

16的弹簧常数也变为 $\alpha$ 倍。因此,一般而言,如果螺旋弹簧16形成得较大,则弹簧常数变得更大,能够增加对于分割叶片a的背压即挤压力。

[0103] 而且,由于螺旋弹簧16的平均直径D大,因此螺旋弹簧16与分割叶片a在两个位置接触的接触部彼此之间分离,能够更稳定地对分割叶片a进行挤压。由于相对于一定长度的可动部X, $L/D$ 变小,因此变得难以压曲。

[0104] 结果是,在旋转式压缩机K启动时能够使一片分割叶片a的往复运动稳定化。而且,增大来自螺旋弹簧16对一片分割叶片a的挤压力,能够防止分割叶片a与辊子9之间的分离和冲突。能够防止伴随压缩运转中的分割叶片a的往复运动,螺旋弹簧16进行伸缩时的压曲,进而提高可靠性。

[0105] 接下来的构成条件,即 $D \times M/h \leq 0.55 \cdots (B)$ 的意思是,相对于气缸5的高度尺寸h,螺旋弹簧16的平均直径D设定得相对较小。

[0106] 即,在气缸5的高度方向上重叠配置两片分割叶片a时,需要针对各个分割叶片a的螺旋弹簧16。容纳螺旋弹簧16的弹簧容纳孔19也要按照同样的数量进行设置。

[0107] 此时,可以根据构成条件(B)确定出螺旋弹簧16的平均直径D相对于气缸5的高度尺寸h的比例,能够缩小设置在气缸5上的弹簧容纳孔19,而不会使其过大。

[0108] 因此,不会使设置在气缸5上的弹簧容纳孔19的直径过大,确保气缸5的外围部的厚度,提高刚性,进而提高可靠性。

[0109] 这样,通过兼具构成条件(A)和构成条件(B)得到式(2),能够得到对分割叶片a稳定地施加背压的螺旋弹簧16,并且能够提高压缩运转时的叶片a的往复运动的可靠性。

[0110] 下述表1表示的是构成条件(A)和构成条件(B)的成立范围。表1中的符号○相当于本实施方式,能够增大螺旋弹簧16的平均直径,且难以产生压曲,稳定地向分割叶片a施加背压。由于不会使弹簧容纳孔19的直径过大,并且充分确保了气缸5的壁厚,因此能够将气缸5的变形抑制得较小。

[0111] 【表1】

		D/H						
		0.400	0.410	0.420	0.430	0.450	0.470	0.490
[0112]	D×M/h	△	△	△	△	○	○	○
	0.530	△	△	△	△	○	○	○
	0.550	△	△	△	△	○	○	○
	0.570	×	×	×	×	▽	▽	▽
	0.590	×	×	×	×	▽	▽	▽

[0113] ○:不发生压曲,气缸变形小

[0114] △:发生压曲,气缸变形小

[0115] ▽:不发生压曲,气缸变形大

[0116] ×:发生压曲,气缸变形大

[0117] 不过,如图1所示,在第一气缸5A和第二气缸5B的外径部周壁与密封箱体1的内周壁密接的情况下,可以用密封箱体1的内周壁按住容纳于弹簧容纳孔19内的螺旋弹簧16的一端部。

[0118] 但是,根据旋转式压缩机K的设计条件的不同,有时在气缸5的外径部周壁与密封箱体1的内周壁之间会产生间隙。在这种情况下,如图9B所示,必须将构成螺旋弹簧16的一

端部的端匝部嵌着固定在弹簧容纳孔19内,并确保可动部X的弹簧运动区域。

[0119] 在这种情况下,螺旋弹簧16也能够对叶片15施压,辊子9反复做往复运动。在辊子9位于下止点位置时,螺旋弹簧16达到最大伸长的状态,而位于上止点位置时则处于最大压缩的状态。压缩状态下的螺旋弹簧16想要伸长并向端匝部施加负荷,存在从弹簧容纳孔19中脱落的可能性。

[0120] 在以往结构的旋转式压缩机中,在气缸的高度方向上配备一片叶片,通过一个螺旋弹簧对叶片施压,能够增大螺旋弹簧的平均直径和线径。

[0121] 如本实施方式所示,将叶片15分割为两片,用螺旋弹簧16压制各个分割叶片a、b时,螺旋弹簧16的平均直径与线径必然地会变小。特别是,如果线径变小则保持力变弱,即使将螺旋弹簧16的端匝部嵌着固定在弹簧容纳孔19内,也会存在最后脱落的可能性。

[0122] 图10是本实施方式的变形例中的、针对螺旋弹簧16的第一抑制结构的示意图。

[0123] 即,前提条件为在气缸5的外径部周壁与密封箱体1的内周壁之间存有间隙,且叶片15在气缸5的高度方向上重叠两片分割叶片a、b来配置。

[0124] 在将分别对分割叶片a、b施加背压的螺旋弹簧16容纳于弹簧容纳孔19内的基础上,将第一止动部件40a压入至朝向气缸5的外径部开口的弹簧容纳孔19中。

[0125] 第一止动部件40a为将片弹簧材料弯曲成圆筒状的部件,通过将其压入弹簧容纳孔19的开口端,牢固地安装固定在弹簧容纳孔19内。

[0126] 螺旋弹簧16反复伸缩,即使在处于上止点位置时达到最大压缩状态,第一止动部件40a也能够抑制螺旋弹簧16的端匝部的移动。因此,螺旋弹簧16不会从弹簧容纳孔19中脱落,能够确保可靠性。

[0127] 图11是进一步的本实施方式的变形例中的、针对螺旋弹簧16的第二抑制结构的示意图。

[0128] 前提条件依然为在气缸5的外径部与密封箱体1的内周壁之间存有间隙的结构,且在气缸5的高度方向上重叠配置两片分割叶片a、b。

[0129] 将向各个叶片a、b施加背压的螺旋弹簧16容纳于弹簧容纳孔19之后,用第二止动部件40b闭塞向气缸5的外径部开口的整个弹簧容纳孔19。

[0130] 第二止动部件40b由长方形的弹簧材料构成,其两端部呈弯曲状态。通过将此弯曲端部卡在设置在气缸5的上面部和下面部上的槽上,能够将其固定在气缸5上。

[0131] 螺旋弹簧16反复伸缩,即使在处于上止点位置时达到最大压缩状态,第二止动部件40b也能够抑制螺旋弹簧16的端匝部的移动,不会使其从弹簧容纳孔19中脱落,能够确保可靠性。

[0132] 另外,虽然未图示,但是在气缸5的外径部与密封箱体1的内周壁密接的情况下也一样,通过使用如图10所示的第一止动部件40a和如图11所示的第二止动部件40b,能够防止在制造工序的中途螺旋弹簧16从弹簧容纳孔19中脱落。

[0133] 而且,在图1所示的旋转式压缩机K中,主轴承7和副轴承8由枢轴支承旋转轴4的枢轴支承部和与气缸5接触的法蘭部构成,在此枢轴支承部与法蘭部交叉的部位上设置有环槽d。在旋转轴4伴随着压缩运转发生弯曲时,设置在主轴承7和副轴承8上的环槽d发生变形,对弯曲进行吸收。

[0134] 换言之,通过设置环槽d,主轴承7和副轴承8发生变形,辊子9的相对于叶片15的倾

斜变大。辊子9与叶片15之间的相互的接触力变大,存在部分接触的倾向,经过长期使用时,会发生叶片15的异常磨损和烧灼等问题。

[0135] 图12表示的是在构成主轴承7的枢轴支承部7e与法兰部7f的交叉部位上设置环槽d,另一方面,在与设置了此环槽d的一侧的轴承即主轴承7接触的第一气缸5A的高度方向上重叠配置两片叶片15A的例子。此处示出的是用一个螺旋弹簧16来对分割叶片a、b的双方进行按压的例子。

[0136] 由于在副轴承8上没有设置环槽d,所以安装在第二气缸5B上的叶片150为与以往相同的一片。用一个螺旋弹簧160来对此叶片150进行按压这点不变。

[0137] 因此,虽然未特别地予以图示,但是仅在副轴承8上设置了环槽d的情况下,将安装在副轴承8侧即第二气缸5B上的叶片分割为两片并重叠配置,而安装在与未设置环槽d的主轴承7接触的第一气缸5A上的叶片,在气缸5A的高度方向上设置为一片。

[0138] 图13A是在主轴承7上设置有环槽d的情况下的、表示旋转轴4的弯曲情况的概略模式图,图13B是未在主轴承7上设置环槽d的情况下的概略模式图。

[0139] 如图13A所示,由于仅在主轴承7上设置了环槽d,根据旋转轴4的弯曲,主轴承7易于发生变形,在宽阔的面积上旋转轴与主轴承7相接触(接触范围用m来表示)。

[0140] 因此,能够缓和旋转轴与主轴承7之间的每单位面积的接触力,避免应力集中。但是,由于旋转轴4发生弯曲,辊子9a的倾斜变大,辊子9a与叶片15A之间的接触力变大。

[0141] 为了对其进行缓和,将配备在设置了环槽d的主轴承7侧的第一气缸5A上的叶片15A进行分割,并且在气缸5A的高度方向上将两片分割叶片a、b重叠配置。因此,各个分割叶片a、b与辊子9接触,分散了部分接触(部分接触的部分用n来表示),形成为能够避免应力集中的结构。

[0142] 图13B为在主轴承7上没有设置环槽d,并且配备一片叶片150的结构。

[0143] 由于在主轴承7上没有设置环槽d,因此相对于旋转轴4的弯曲,在主轴承7的狭窄的范围内进行接触(接触部用q来表示),但是由于辊子9a的倾斜小,即使用一片来构成叶片150,与辊子9a接触所导致的应力集中也是小的。

[0144] 结果是,如图12所示,在主轴承7上设置环槽d,在主轴承7侧的第一气缸5A中,将叶片15A分割,将分割叶片a、b在气缸5A的高度方向上呈两片重叠配置。由于在副轴承8上没有设置环槽d,所以在副轴承8侧的第二气缸5B中,可以设置为一片叶片150。

[0145] 将叶片分割为两片来构成时,由于会花费更多加工费等,所以成本容易上升,但是通过仅使一方的气缸的叶片由两片分割叶片构成,可以抑制成本的上升。另外,当然,在副轴承8侧的第二气缸5B中也可以用两片来构成叶片。

[0146] 另外,在上述说明过的双缸型旋转式压缩机中,如果能够在起动机以及全速旋转时,在两个气缸室10A、10B中进行形成压缩作用的全负荷运行,在稳定旋转时,仅一个气缸室例如10A中形成压缩作用,停止另一气缸室10B中的压缩作用,切换为半负荷运行的话,则非常理想。

[0147] 图14是具备能够在上述全负荷运行与半负荷运行之间进行切换的旋转式压缩机Ka的空调机的制冷循环结构图。

[0148] 在旋转式压缩机Ka的上部连接有排出用的制冷剂管P,从冷凝器20、膨胀装置21、蒸发器22以及收集器23起,经由吸入侧的制冷剂管P与第一气缸室10A连通,构成制冷循环

回路R。

[0149] 进一步,在这个制冷循环回路R上设置有压力切换机构(压力切换单元)50。即,从排出侧的制冷剂管P上分支出旁通制冷剂管51,此处连接有为三通阀的压力切换阀52。

[0150] 在压力切换阀52的另一方的连接口上,连接有从收集器23延伸出的吸入用制冷剂管53。进一步,在另一方的连接口上连接有吸入用旁通管54,该吸入用旁通管54经由旋转式压缩机Ka的密封箱体1贯通第二气缸5B,并与第二气缸室10B连通。

[0151] 用这些旁通制冷剂管51、压力切换阀52、吸入用制冷剂管53以及吸入用旁通管54来构成压力切换机构50。

[0152] 另外,在第一气缸5A中,具备如上述说明过的那样的叶片背室、弹簧容纳孔,以及弹簧容纳孔中的螺旋弹簧,此处与以往结构相同地用一片叶片150与辊子9a接触。

[0153] 在第二气缸5B中,如上述说明过的那样,具备叶片背室18,但是没有设置弹簧容纳孔和螺旋弹簧。叶片15在气缸5B的高度方向上重叠两片叶片a、b来配置。叶片背室18向密封箱体1内开放,各分割叶片a、b受到密封箱体1的内压力的背压。

[0154] 为了形成全负荷运行,对压力切换单元50的压力切换阀52进行切换,以从收集器23经由吸入用的制冷剂管53、压力切换阀52、吸入用旁通管54与第二气缸室10B连通。因此,低压的气态制冷剂从收集器23中经由吸入用的制冷剂管P被导入至第一气缸室10A中,在这里被压缩并被排出至密封箱体1内。

[0155] 而且,沿着压力切换阀52的切换方向,低压的气态制冷剂从收集器23中经由吸入用制冷剂管53被导向压力切换阀52,进一步,从吸入用旁通管54被导入至第二气缸室10B中。

[0156] 在第一气缸5A中,被螺旋弹簧施压的第一叶片150追随辊子9a的往复运动,在第一气缸室10A中进行压缩作用。上升至规定压力的气态制冷剂被排出至密封箱体1内,将这里充满,一部分从排出用制冷剂管P中顺序地被导入至冷凝器20等的制冷循环结构部件中。

[0157] 充满在密封箱体1内的气态制冷剂的一部分,被导入至设置在第二气缸5B上的叶片背室中,并对第二叶片15施压。由于低压的气态制冷剂从吸入用旁通管54被导入至第二气缸室10B中,因此在叶片15的前端部与后端部之间产生了高低差,继而追随辊子9的往复运动做往复运动。

[0158] 虽然与设置在第一气缸5A上的第一叶片150的往复运动开始产生了时间差,但是结果上第二叶片15开始做往复运动。即,在第一气缸室10A和第二气缸室10B的双方形成压缩作用,进行全负荷运行。

[0159] 为了形成半负荷运行,对压力切换阀52进行切换,以使从排出侧的制冷剂管P分支的旁通制冷剂管51以及吸入用旁通管54连通。

[0160] 从密封箱体1中排出的高压的气态制冷剂经由排出侧的制冷剂管P被导入至冷凝器20等制冷循环结构部件中,另一方面,气态制冷剂的一部分被分流至旁通制冷剂管51中。而且,经由压力切换阀52,从密封箱体1被导入至贯通于第二气缸5B的吸入用旁通管54中。

[0161] 高压的气态制冷剂充满于第二气缸室10B,并高压化。另一方面,设置在第二气缸5B上的叶片背室18形成为密封箱体1内的压力环境即高压。被分割成上下的第二叶片15,由于其前端部与后端部处于相同的高压环境,因此不能对辊子9B施加背压。

[0162] 结果是,在将两片叶片15在气缸5B的高度方向上重叠而构成的第二气缸室10B中

不进行压缩作用,形成停缸运行,仅在第一气缸室10A中形成压缩作用,形成半负荷运行。

[0163] 图15所示的旋转式压缩机Kb,虽然为与上述图14中所说明的旋转式压缩机Ka不同的方式,但是依然能够在全负荷运行与半负荷运行之间进行切换。

[0164] 第一气缸5A的结构完全相同,具备一片第一叶片150,并通过一个螺旋弹簧与辊子9a接触。在第一气缸室10A上连通有从收集器23延伸出的吸入用的制冷剂管P。

[0165] 此处,在第二气缸室10B上也连通有从收集器23延伸出的吸入用的制冷剂管P。第二叶片15,在第二气缸5B的高度方向上重叠两片分割叶片a、b来配置。而且,第二叶片15,受到连通在第二气缸5B的叶片背室18上的背压施加部55所施加的背压。

[0166] 即,在第二气缸5B的下面部上安装有背压施加部55,覆盖并闭塞叶片背室18的下面部。由于叶片背室18的上面部被中间隔板6闭塞,因此如用图14说明过的结构那样,不对密封箱体1开放,并且受到来自背压施加部55的形成为背压的压力。

[0167] 在密封箱体1的排出用制冷剂管P上连通有制冷循环构成设备,构成制冷循环回路R。在排出用的制冷剂管P上分支出旁通制冷剂管51,此处设置有三通阀的压力切换阀52。

[0168] 在压力切换阀52的一方的连接口上连接有从蒸发器22与收集器23之间分支出的分支管56,在另一方的连接口上连接有与上述说明过的背压施加部55连通的分支旁通管57。

[0169] 通过这些旁通制冷剂管51、压力切换阀52、分支管56、分支旁通管57以及背压施加部55来构成压力切换机构(压力开关单元)60。

[0170] 在全负荷运行时,第一气缸室10A将从制冷循环构成部件中导入的低压的气态制冷剂进行压缩高压化后排出。从排出侧的制冷剂管P导出的高压的气态制冷剂的一部分,通过压力切换阀52的切换从排出侧的制冷剂管P中被分流,并从分支旁通管57被导入至背压施加部55。

[0171] 高压的气态制冷剂充满至设置有背压施加部55的第二叶片背室18内,另一方面,低压的气态制冷剂从收集器23中经由吸入用的制冷剂管P充满至第二气缸室10B内。在第二叶片15的前端部与后端部之间产生压力差,追随辊子9b的偏心运动做往复运动。

[0172] 虽然与设置在第一气缸5A上的第一叶片150的往复运动开始之间产生了时间差,但是结果上第二叶片15开始做往复运动。因此,与第一气缸室10A一起,在第二气缸室10B中也形成了压缩作用,进行全负荷运行。

[0173] 为了形成半负荷运行,进行切换,以便将低压的气态制冷剂从蒸发器22中分流,并经由吸入用旁通管57导入至背压施加部55中。设置有背压施加部55的第二叶片背室18进入低压环境,另一方面,低压的气态制冷剂从收集器23中经由吸入用的制冷剂管P被导入至第二气缸室10B中。

[0174] 由于上下分割的第二叶片15的前端部与后端部处于相同的低压环境,不能施加对于辊子9b的背压。结果是,在将两片分割叶片a、b在气缸5B的高度方向上重叠配置的第二气缸室10B中不进行压缩作用,形成停缸运行,仅在第一气缸室10A中形成压缩作用,形成半负荷运行。

[0175] 在图14中和图15中任一个旋转式压缩机Ka、Kb中,设置在第二气缸5B上的叶片15,均为在气缸5B的高度方向上两片重叠配置,同时,在制冷循环回路R上设置有压力切换机构50、60。均在半负荷运行时,在叶片15的前端部与后端部上形成同样的压力环境,形成停缸

运行。

[0176] 在全负荷运行时,在叶片15的前端部与后端部之间产生压差,叶片15追随辊子9b的偏心运动做往复运动,在第二气缸室10B中对气态制冷剂进行压缩。控制叶片15的追随状态所需的压力通过叶片15的惯性力、螺旋弹簧16的弹簧力、润滑油的粘性力来进行确定,并被设计为满足下述不等式(3)。

[0177] 压差产生的力+弹簧力>叶片的惯性力+润滑油的粘性力……(3)

[0178] 在一般的旋转式压缩机中,使用螺旋弹簧,并对弹簧力进行调整以使其一定会超过叶片的惯性力和润滑油的粘性力。在未使用螺旋弹簧的图14和图15的结构中,如果润滑油的粘性力为一定,那么必须仅凭压差产生的力来超过叶片15的惯性力,存在在某些压力状态下或旋转数量下,压力切换机构50、60的压力切换不能顺利进行的可能性。

[0179] 而且,一旦开始旋转式压缩机Ka、Kb的运行的话,旋转轴4由于电动机部2的转子的摆动或者气缸室10内的压差,会导致微小的倾斜。根据此倾斜,辊子9与叶片15之间的密封性恶化,导致性能低下。

[0180] 叶片15的惯性力,通过下式(4)来确定。

[0181]  $F_b = W \times a \dots\dots(4)$

[0182]  $F_b$ :叶片的惯性力, $W$ :叶片的质量, $a$ :叶片的滑动方向上的加速度。

[0183] 叶片15的滑动方向上的加速度 $a$ ,通过叶片15的滑动方向上的位移的二阶微分来确定。叶片15的质量,在两片层叠时为二分之一,在三片层叠时为三分之一等,能够容易地减轻。作为结果,通过将叶片15分割,能够降低惯性力,进而能够提高切换性。

[0184] 在旋转式压缩机Ka、Kb的情况下,旋转轴4由于电动机部2的摆动或者气缸室10的压差,会导致微小的倾斜。在具备根据前端部与后端部之间的压差进行往复运动的叶片15的气缸室10B中,由于为在气缸5B的高度方向上重叠配置两片分割叶片a、b的结构,因此分割叶片a、b与辊子9之间的密封宽度变为两倍,提高了密封性。

[0185] 另外,虽然未特别图示,但是在图14以及图15中,配备在未与压力切换机构连通的第一气缸5A上的叶片150,也可以在气缸5A的高度方向上将两片分割叶片a、b重叠配置。

[0186] 以上,对本实施方式进行了说明,但是上述实施方式作为例子提出,并非意图对实施方式的范围进行限定。在此新颖的实施方式中,可以通过各种其他方式进行实施,在不脱离主旨的范围内,可以进行各种省略、置换,变化。这些实施方式及其变形,包含在发明的范围及主旨之内,同时,包含在权利要求书中所记载的发明及其均等的范围内。

[0187] 工业应用

[0188] 根据本发明,能够得到一种旋转式压缩机以及具备此旋转式压缩机的制冷循环装置,该旋转式压缩机在将叶片分割为两片的基础上,能够抑制气缸室中的从压缩室向吸入室的气态制冷剂的泄漏损失,并且不会增大分割叶片与辊子之间的滑动损失,确实地实现辊子的顺畅运动。

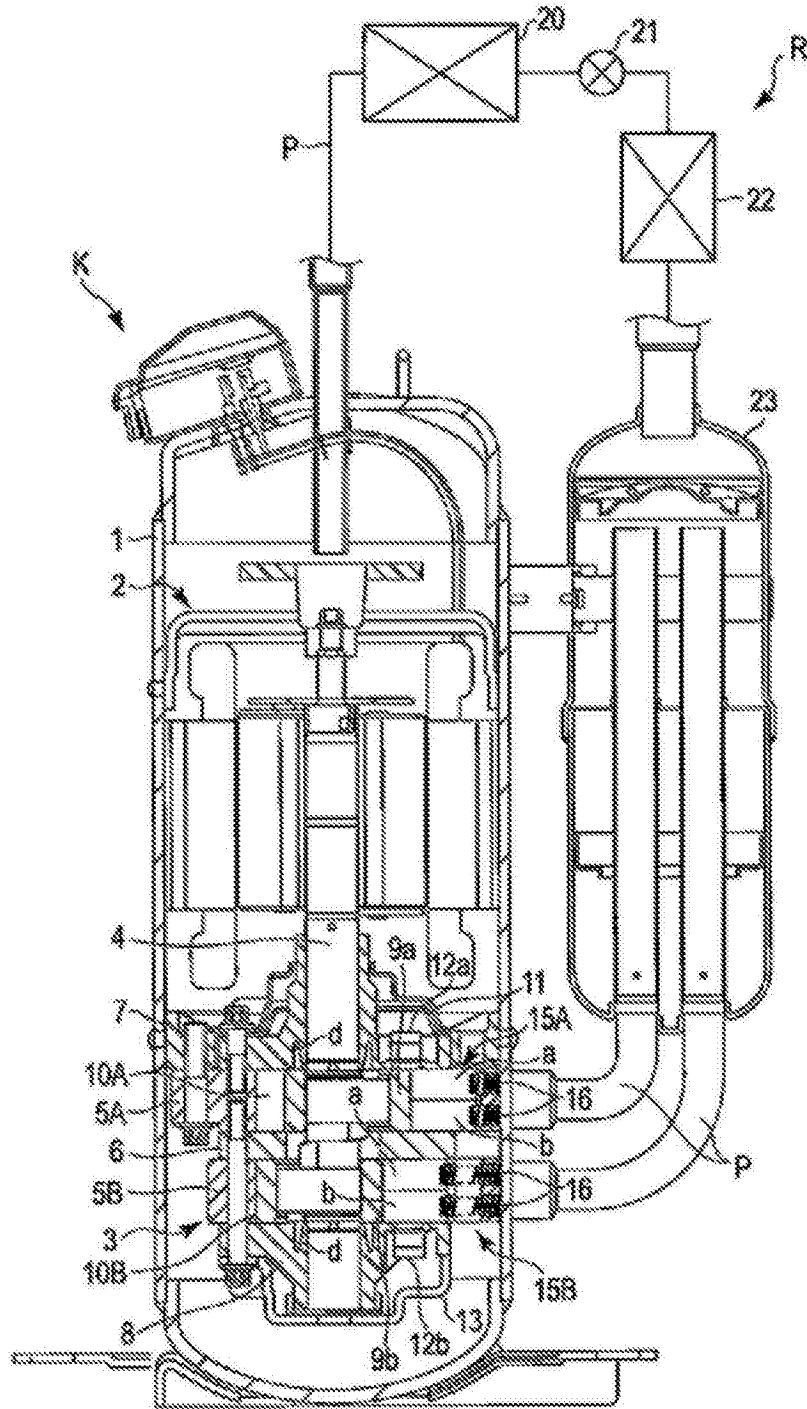


图1

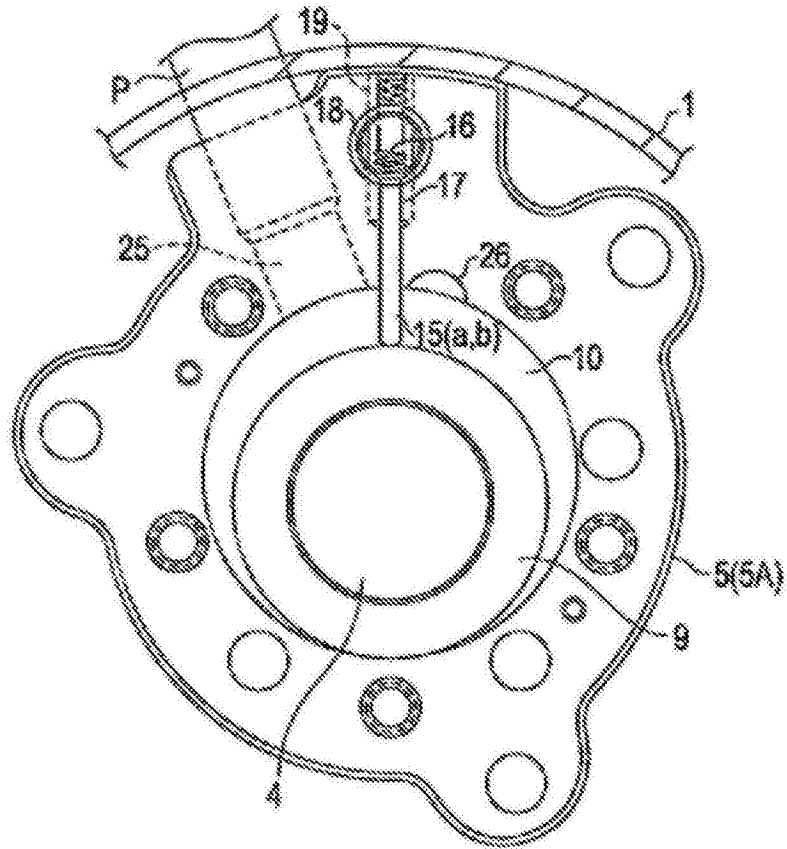


图2

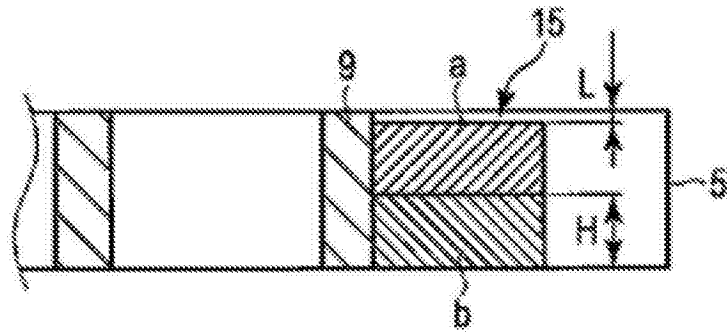


图3

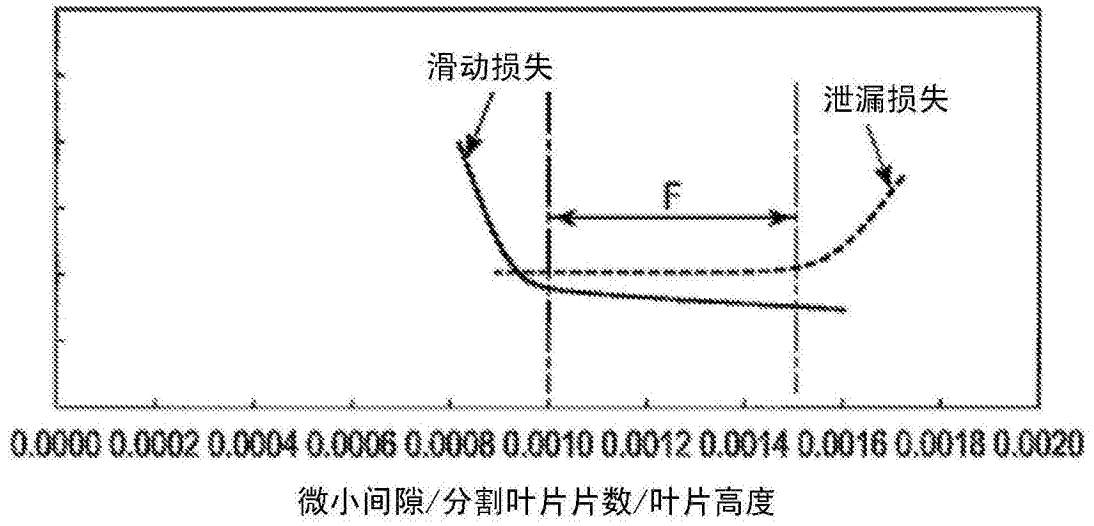


图4

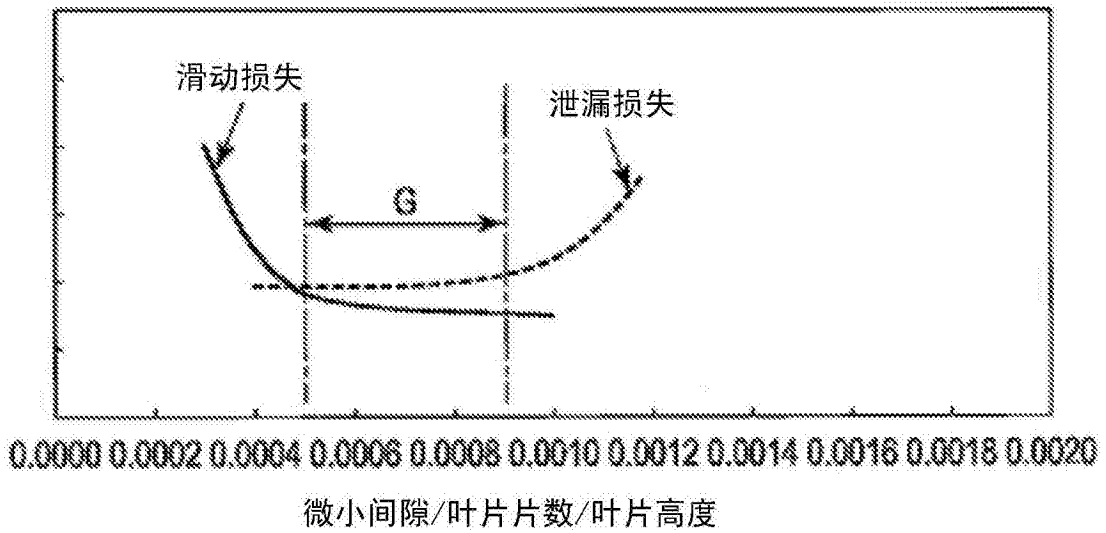


图5

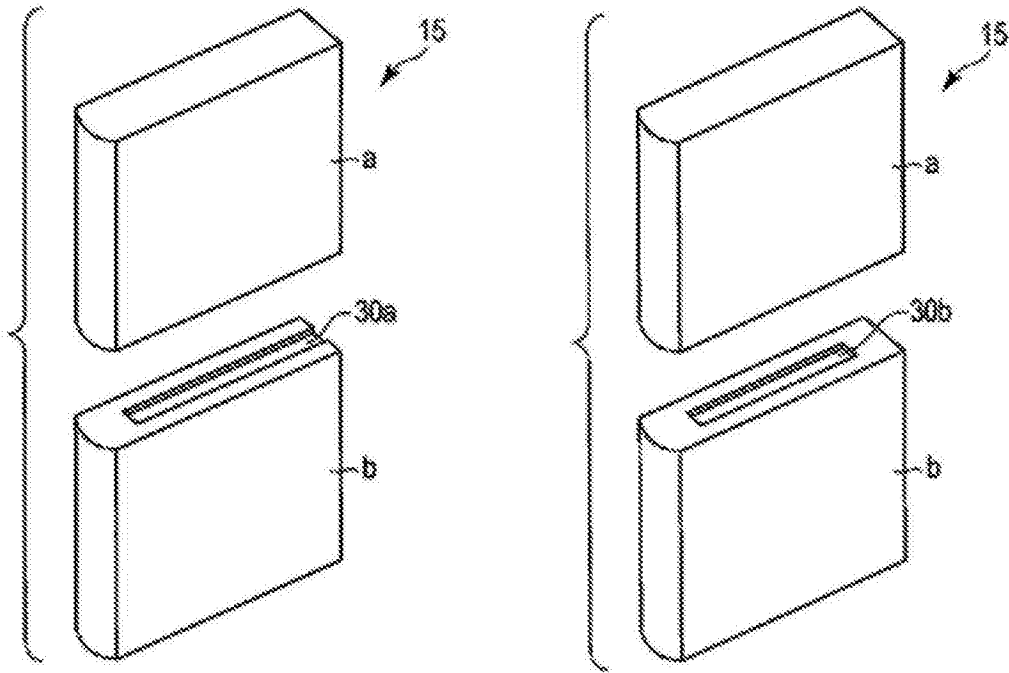


图6(A)

图6(B)

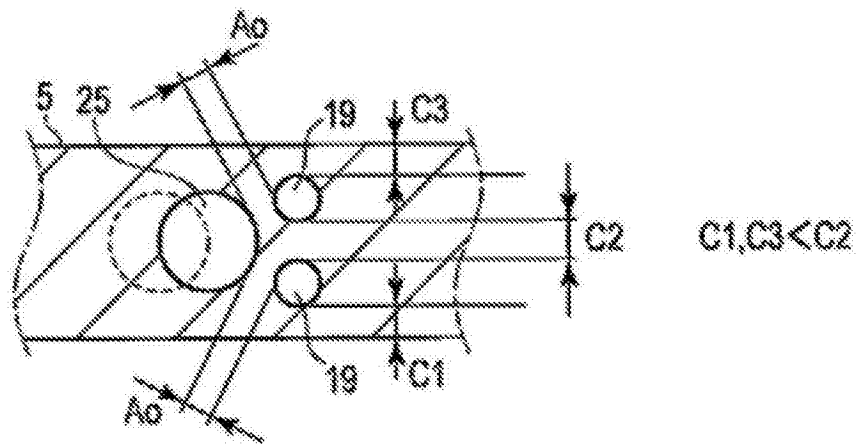


图7

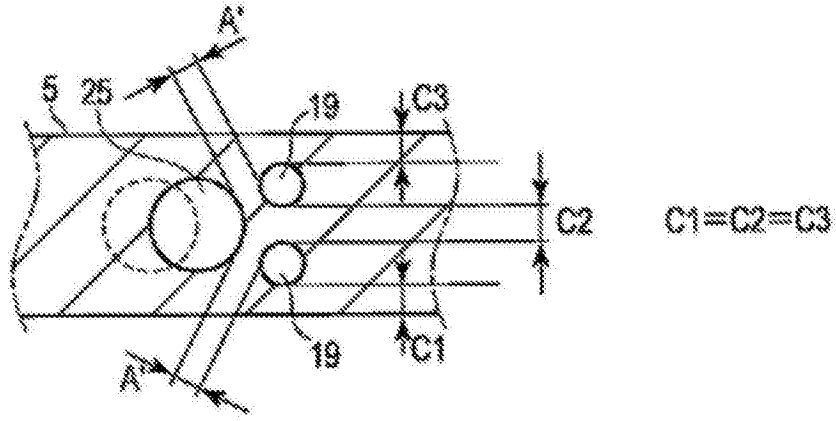


图8

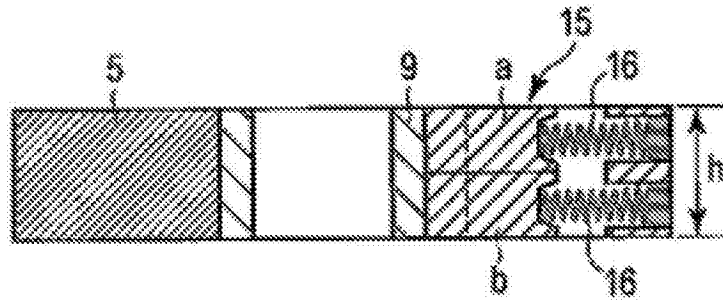


图9(A)

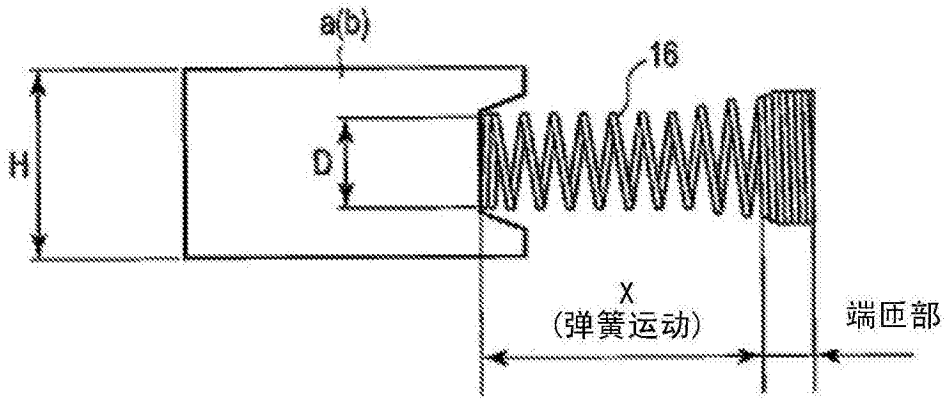


图9(B)

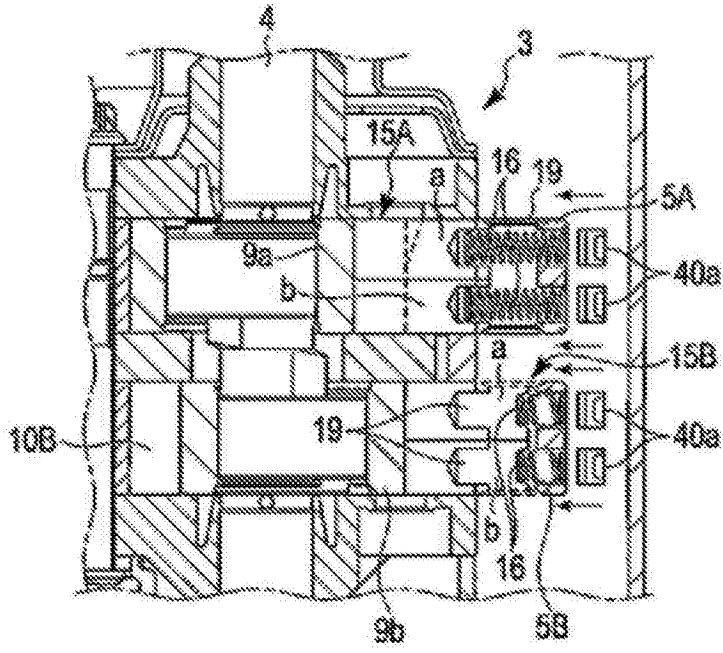


图10

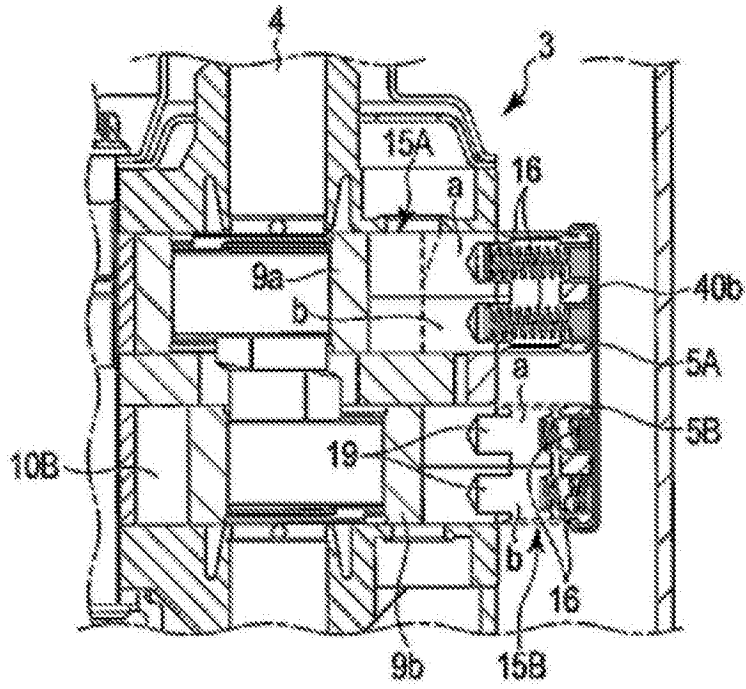


图11

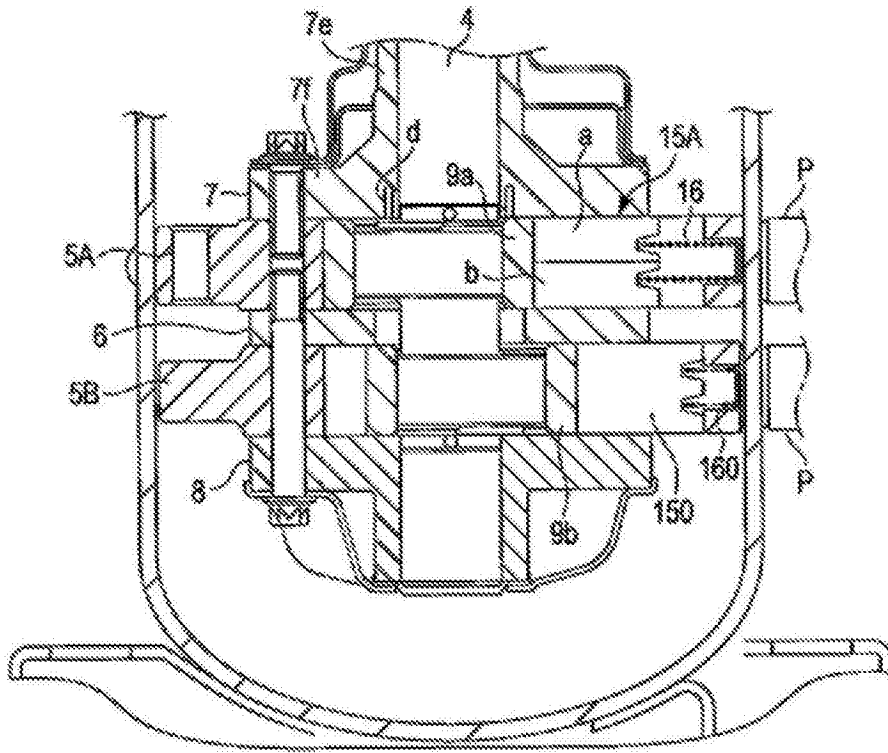


图12

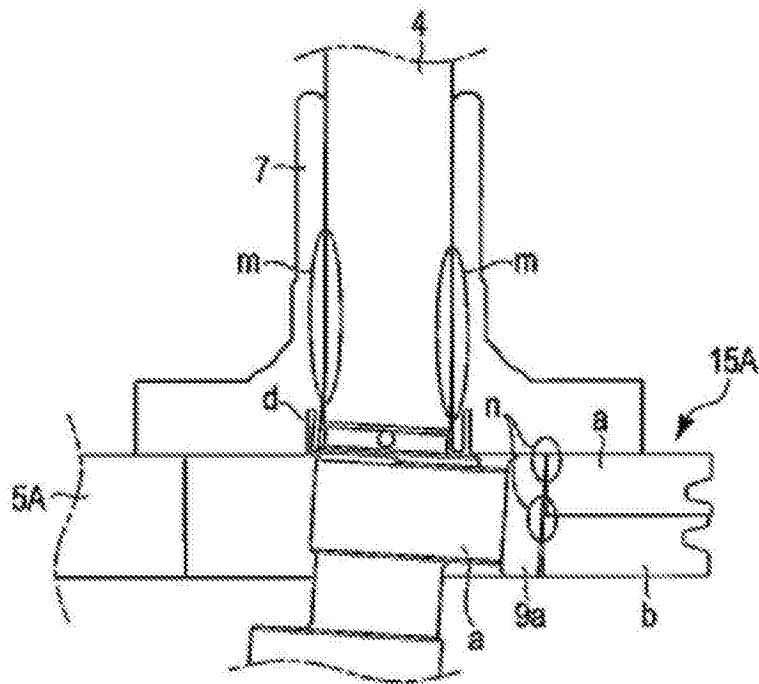


图13(A)

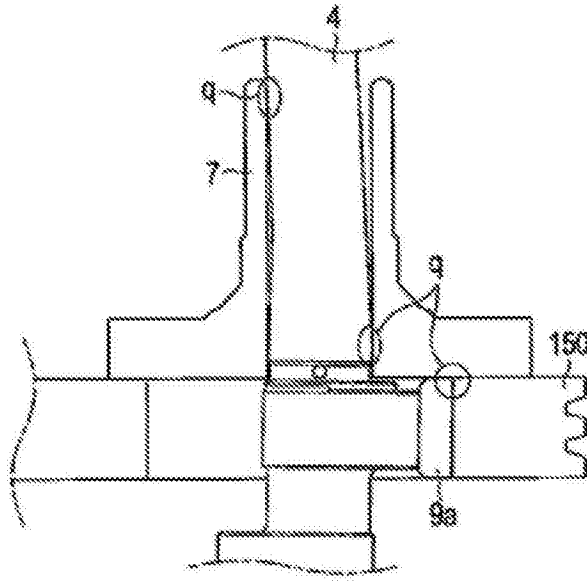


图13(B)

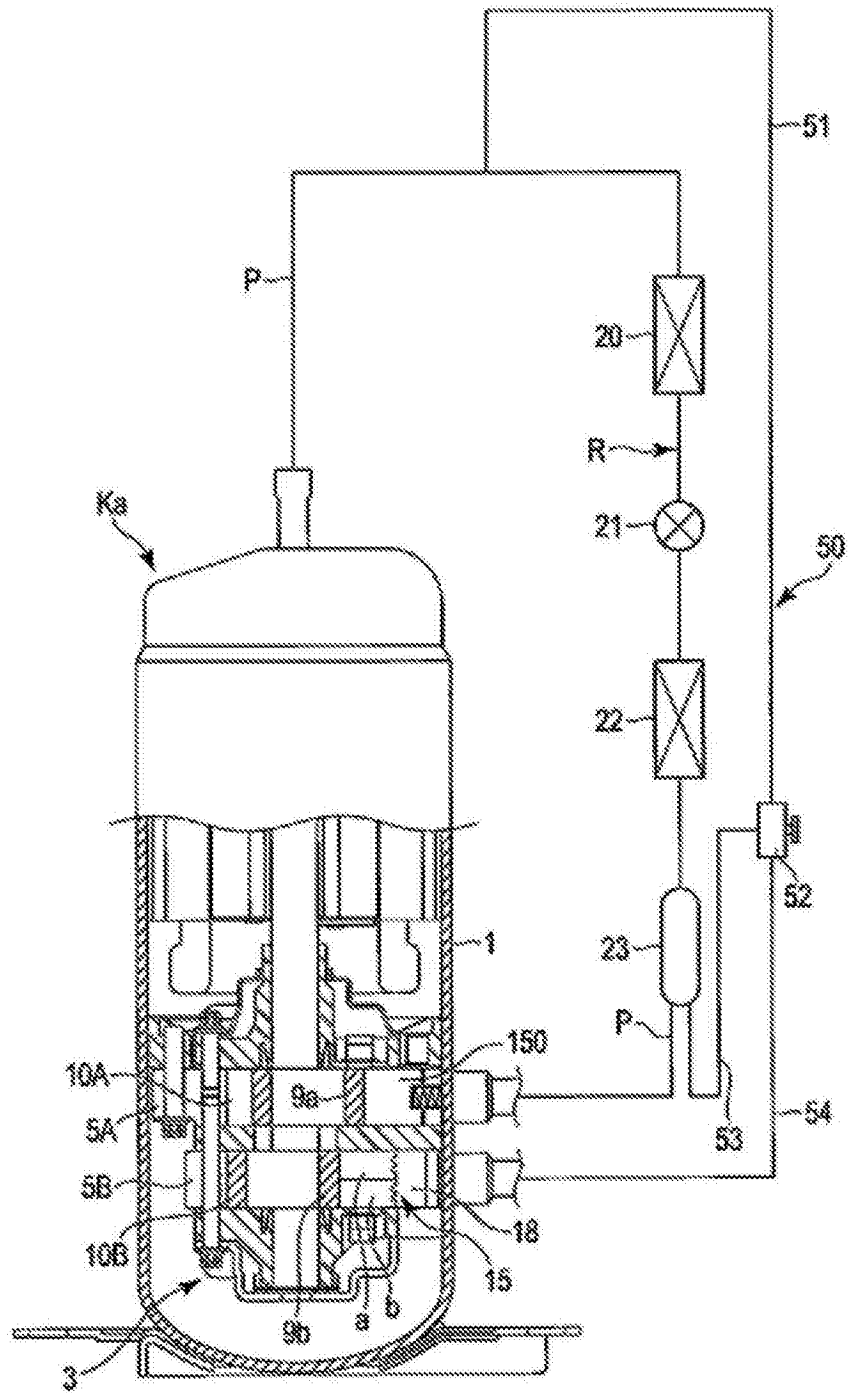


图14

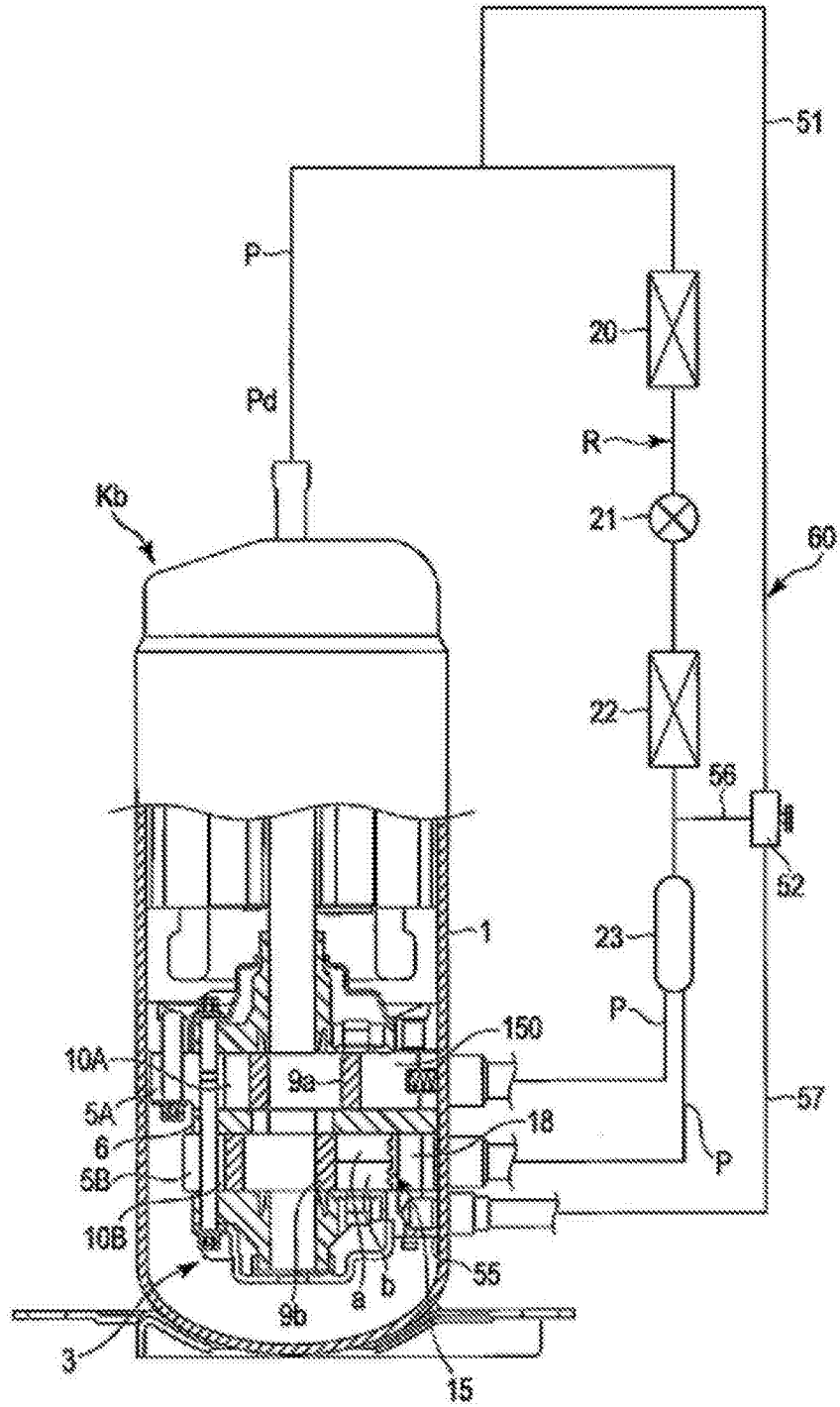


图15