



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 114286893 B

(45) 授权公告日 2023. 08. 25

(21) 申请号 202080060657.0

泽田祐也 远藤千寻

(22) 申请日 2020.06.24

(74) 专利代理机构 北京三友知识产权代理有限公司 11127

(65) 同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 114286893 A

专利代理师 徐丹 邓毅

(43) 申请公布日 2022.04.05

(51) Int.Cl.

(30) 优先权数据

F04C 18/356 (2006.01)

2019-158623 2019.08.30 JP

F04C 29/12 (2006.01)

F16K 15/08 (2006.01)

(85) PCT国际申请进入国家阶段日
2022.02.25

(56) 对比文件

CN 106536938 A, 2017.03.22

JP S5123132 U, 1976.02.20

(86) PCT国际申请的申请数据
PCT/JP2020/024903 2020.06.24

CN 103423163 A, 2013.12.04

(87) PCT国际申请的公布数据
W02021/039080 JA 2021.03.04

CN 109891095 A, 2019.06.14

JP 2013053579 A, 2013.03.21

CN 107407268 A, 2017.11.28

(73) 专利权人 大金工业株式会社
地址 日本大阪府大阪市

审查员 郑海凤

(72) 发明人 稻田幸博 菊竹大树 砂原裕也

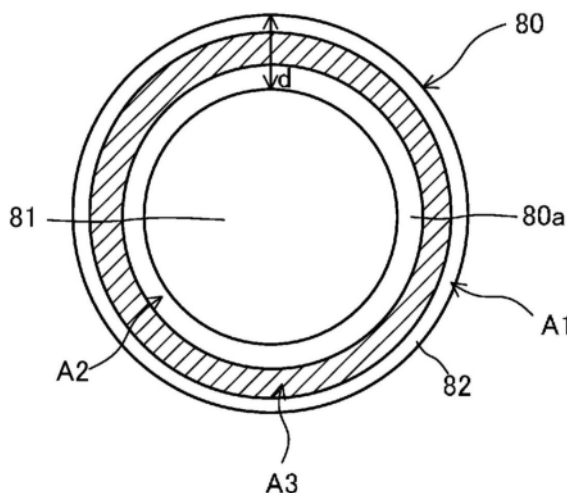
权利要求书2页 说明书16页 附图12页

(54) 发明名称

旋转式压缩机

(57) 摘要

阀芯(80)的第1面(80b)和第2面(80a)中的至少一个面(80a、80b)包括:环状的第1非接触区域(A1、A4),其形成于从阀芯(80)的外缘起的径向内侧的规定范围,不与对应的阀座(67、72)接触;环状的第2非接触区域(A2、A5),其形成于从阀芯(80)的所述孔(81)起的径向外侧的规定范围,不与对应的阀座(67、72)接触;以及接触区域(A3、A6),其形成于第1非接触区域(A1、A4)与所述第2非接触区域(A2、A5)之间,与对应的阀座(67、72)接触。



1. 一种旋转式压缩机,该旋转式压缩机具有驱动机构(45)、被该驱动机构(45)驱动旋转的压缩机构(50)、向该压缩机构(50)的压缩室(53B)导入流体的导入路(61)、以及抑制该导入路(61)的流体的逆流的逆流抑制机构(62),其特征在于,

所述逆流抑制机构(62)包括配置于所述导入路(61)的第1阀承受部(63)、配置于所述导入路(61)中的所述第1阀承受部(63)的下游侧的第2阀承受部(70)、以及配置于所述第1阀承受部(63)与所述第2阀承受部(70)之间的阀芯(80),

所述第1阀承受部(63)具有将所述导入路(61)分隔成流入侧和流出侧的流路(61A、61B)并且使这2个流路(61A、61B)连通的连通路(66)、以及与所述阀芯(80)的第1面(80b)对置的第1阀座(67),

所述第2阀承受部(70)具有与所述阀芯(80)的第2面(80a)对置的第2阀座(72),

所述阀芯(80)具有受压部(R),所述压缩室(53B)的压力作用于所述受压部(R),

所述逆流抑制机构(62)构成为,根据所述压缩室(53B)的压力变化,在所述阀芯(80)与所述第1阀座(67)接触而封闭所述连通路(66)的第1位置和所述阀芯(80)与所述第2阀座(72)接触而打开所述连通路(66)的第2位置之间往复移动,

在所述阀芯(80)形成有至少1个孔(81),在处于所述第2位置时向所述压缩室(53B)供给的流体通过所述至少1个孔(81),

所述阀芯(80)的所述第1面(80b)和所述第2面(80a)中的至少一个面(80a、80b)包括:

环状的第1非接触区域(A1、A4),其形成于从所述阀芯(80)的外缘起的径向内侧的规定范围,不与对应的阀座(67、72)接触;

环状的第2非接触区域(A2、A5),其形成于从所述阀芯(80)的所述孔(81)起的径向外侧的规定范围,不与对应的阀座(67、72)接触;以及

接触区域(A3、A6),其形成于所述第1非接触区域(A1、A4)与所述第2非接触区域(A2、A5)之间,与对应的阀座(67、72)接触,

在所述阀芯与所述第1阀座或所述第2阀座碰撞时,该阀芯的与所述第1非接触区域和所述第2非接触区域对应的各部分变形。

2. 根据权利要求1所述的旋转式压缩机,其特征在于,

所述第2阀承受部(70)具有朝向所述阀芯(80)的所述第2面(80a)突出的第2凸部(71),

所述第2阀座(72)形成于所述第2凸部(71)的末端,

所述阀芯(80)的所述第2面(80a)的所述第2非接触区域(A2)构成所述受压部(R)。

3. 根据权利要求2所述的旋转式压缩机,其特征在于,

在所述第2凸部(71)的外缘和内缘中的至少一方形形成有在轴向截面观察时为圆弧状的第1圆弧部(74)。

4. 根据权利要求2或3所述的旋转式压缩机,其特征在于,

所述压缩机构(50)构成为,对作为包括冷冻机油的所述流体的制冷剂进行压缩,

在所述第2凸部(71)与所述导入路(61)的内周面之间形成有环状的槽(73)。

5. 根据权利要求1~3中的任意一项所述的旋转式压缩机,其特征在于,

所述阀芯(80)形成为在该阀芯(80)的中心部具有1个圆形的所述孔(81)的圆环状。

6. 根据权利要求5所述的旋转式压缩机,其特征在于,

在将从所述阀芯(80)的外缘到所述孔(81)为止的径向长度设为d时,

所述接触区域(A3、A6)形成于从所述阀芯(80)的外缘起的径向内侧 $(1/4) \times d$ 以上且从所述孔(81)起的径向外侧 $(1/4) \times d$ 以上的范围。

7. 根据权利要求6所述的旋转式压缩机,其特征在于,

所述接触区域(A3、A6)形成于从所述阀芯(80)的外缘起的径向内侧 $(1/3) \times d$ 以上且从所述孔(81)起的径向外侧 $(1/3) \times d$ 以上的范围。

8. 根据权利要求1~3中的任意一项所述的旋转式压缩机,其特征在于,

在所述阀芯(80)的所述第1面(80b)和所述第2面(80a)中的至少一方的外缘设置有第2圆弧部(83),该第2圆弧部(83)在轴截面观察时形成为圆弧状,并且构成所述第1非接触区域(A1、A4)。

9. 根据权利要求1~3中的任意一项所述的旋转式压缩机,其特征在于,

在所述阀芯(80)的所述第1面(80b)和所述第2面(80a)中的至少一方的孔(81)的缘部设置有第3圆弧部(85),该第3圆弧部(85)在轴截面观察时形成为圆弧状,并且构成所述第2非接触区域(A2、A5)。

10. 根据权利要求1~3中的任意一项所述的旋转式压缩机,其特征在于,

在所述第1阀承受部(63)的外缘设置有第4圆弧部(68),该第4圆弧部(68)在轴截面观察时形成为圆弧状,并且用于形成所述第1非接触区域(A4)。

11. 根据权利要求1~3中的任意一项所述的旋转式压缩机,其特征在于,

在所述第1阀座(67)形成有第1凸部(69),该第1凸部(69)朝向所述阀芯(80)的所述第1面(80b)突出,与该第1面(80b)接触,由此形成所述接触区域(A3、A6)。

12. 根据权利要求11所述的旋转式压缩机,其特征在于,

在所述第1凸部(69)的外缘和内缘中的至少一方形形成有在轴向截面观察时为圆弧状的第5圆弧部(69a)。

13. 根据权利要求1~3中的任意一项所述的旋转式压缩机,其特征在于,

所述压缩机构(50)为旋转活塞式或摆动活塞式。

旋转式压缩机

技术领域

[0001] 本发明涉及旋转式压缩机。

背景技术

[0002] 专利文献1所记载的旋转式压缩机具有向压缩机的压缩室导入流体的注入通路。在注入通路设置有止回阀。在止回阀中,在按压部件与阀落座面之间配置有阀主体。阀主体形成为在中央部形成有孔的圆环状。

[0003] 阀主体根据压缩室的内压与注入通路的内压的差压,在按压部件与阀落座面之间移动。当压缩室的内压比注入通路的压力低时,阀主体与按压部件分开,打开阀按压部件的连通路。此时,阀主体与阀落座面接触。在该状态下,流体通过连通路和阀主体的孔被导入压缩室内。当压缩室的内压比注入通路的内压高时,阀主体与按压部件接触,封闭连通路。由此,能够抑制压缩室的制冷剂在注入通路中逆流。

[0004] 现有技术文献

[0005] 专利文献

[0006] 专利文献1:日本特许第6090248号

发明内容

[0007] 发明要解决的课题

[0008] 在专利文献1所记载的压缩机中,在阀芯(阀主体)与阀承受部(阀落座面)碰撞的状态下,在阀芯的内缘与阀承受部之间形成有间隙,阀芯的其余部分与阀承受部完全地面接触。因此,当阀芯与阀承受部碰撞时,由于上述间隙,仅阀芯的内缘大幅变形,应力集中于该部分。阀芯由于压缩室的内压的变化而与阀承受部反复碰撞。因此,当这样应力集中于阀芯的内缘时,存在阀芯破裂或疲劳破坏的问题。

[0009] 本发明的目的在于,在抑制导入路的流体的逆流的逆流抑制机构中,抑制由于阀芯的应力集中而引起的阀芯的破损。

[0010] 用于解决课题的手段

[0011] 第1方式将旋转式压缩机作为对象,该旋转式压缩机具有驱动机构45、被该驱动机构45驱动旋转的压缩机构50、向该压缩机构50的压缩室53B导入流体的导入路61、以及抑制该导入路61的流体的逆流的逆流抑制机构62,其中,所述逆流抑制机构62包括配置于所述导入路61的第1阀承受部63、配置于所述导入路61中的所述第1阀承受部63的下游侧的第2阀承受部70、以及配置于所述第1阀承受部63与所述第2阀承受部70之间的阀芯80,所述第1阀承受部63具有将所述导入路61分隔成流入侧和流出侧的流路61A、61B并且使这2个流路61A、61B连通的连通路66、以及与所述阀芯80的第1面80b对置的第1阀座67,所述第2阀承受部70具有与所述阀芯80的第2面80a对置的第2阀座72,所述阀芯80具有受压部R,所述压缩室53B的压力作用于所述受压部R,所述逆流抑制机构62构成为,根据所述压缩室53B的压力变化,在所述阀芯80与所述第1阀座67接触而封闭所述连通路66的第1位置和所述阀芯80与

所述第2阀座72接触而打开所述连通路66的第2位置之间往复移动,在所述阀芯80形成有至少1个孔81,在处于所述第2位置时向所述压缩室53B供给的流体通过所述至少1个孔81,所述阀芯80的所述第1面80b和所述第2面80a中的至少一个面80a、80b包括:环状的第1非接触区域A1、A4,其形成于从所述阀芯80的外缘起的径向内侧的规定范围,不与对应的阀座67、72接触;环状的第2非接触区域A2、A5,其形成于从所述阀芯80的所述孔81起的径向外侧的规定范围,不与对应的阀座67、72接触;以及接触区域A3、A6,其形成于所述第1非接触区域A1、A4与所述第2非接触区域A2、A5之间,与对应的阀座67、72接触。

[0012] 在第1方式中,在阀芯80与阀座67、72碰撞时,与第1非接触区域A1、A4和第2非接触区域A2、A5对应的各部分变形,因此,能够分散阀芯80中产生的应力。

[0013] 第2方式在第1方式中,所述第2阀承受部70具有朝向所述阀芯80的所述第2面80a突出的第2凸部71,所述第2阀座72形成于所述第2凸部71的末端,所述阀芯80的所述第2面80a的所述第2非接触区域A2构成所述受压部R。

[0014] 在第2方式中,在第2阀承受部70的第2凸部71的末端形成第2阀座72,由此,能够在阀芯80的第2面80a形成第1非接触区域A1和第2非接触区域A2。第2非接触区域A2、A5朝向导入路61的下游侧,作用有压缩室53B的内压。由此,第2非接触区域A2、A5兼用作供压力作用于压缩室53B的受压部R。

[0015] 第3方式在第2方式中,在所述第2凸部71的外缘和内缘中的至少一方形成有在轴向截面观察时为圆弧状的第1圆弧部74。

[0016] 在第3方式中,能够利用第1圆弧部74抑制阀芯80和第2阀座72的局部接触,能够抑制阀芯80的应力的集中。

[0017] 第4方式在第2或第3方式中,所述压缩机构50构成为,对作为包括冷冻机油的所述流体的制冷剂进行压缩,在所述第2凸部71与所述导入路61的内周面之间形成有环状的槽73。

[0018] 在第4方式中,能够在环状的槽73的内部贮留冷冻机油。

[0019] 第5方式在第1~第4方式中的任意一个方式中,所述阀芯80形成为在该阀芯80的中心部具有1个圆形的所述孔81的圆环状。

[0020] 在第5方式中,在1个孔81的周围形成有圆环状的第2非接触区域A2、A5。在阀芯80与阀座67、72碰撞时,阀芯80的内缘侧的部分遍及整周地变形,因此,能够抑制该部分的应力集中。

[0021] 第6方式在第5方式中,在将从所述阀芯80的外缘到所述孔81为止的径向长度设为d时,所述接触区域A3、A6形成于从所述阀芯80的外缘起的径向内侧 $(1/4) \times d$ 以上且从所述孔81起的径向外侧 $(1/4) \times d$ 以上的范围。

[0022] 在第6方式中,能够确保第1非接触区域A1、A4的径向的长度和第2非接触区域A2、A5的径向的长度双方为 $(1/4) \times d$ 以上。

[0023] 第7方式在第6方式中,所述接触区域A3、A6形成于从所述阀芯80的外缘起的径向内侧 $(1/3) \times d$ 以上且从所述孔81起的径向外侧 $(1/3) \times d$ 以上的范围。

[0024] 在第7方式中,能够确保第1非接触区域A1、A4的径向的长度和第2非接触区域A2、A5的径向的长度双方为 $(1/3) \times d$ 以上。

[0025] 第8方式在第1~第7方式中的任意一个方式中,在所述阀芯80的所述第1面80b和

所述第2面80a中的至少一方的外缘设置有第2圆弧部83,该第2圆弧部83在轴截面观察时形成圆弧状,并且构成所述第1非接触区域A1、A4。

[0026] 在第8方式中,在阀芯80的外缘形成第2圆弧部83,由此,阀芯80的外缘和阀座67、72不接触。由此,能够形成第1非接触区域A1、A4。

[0027] 第9方式在第1~第8方式中的任意一个方式中,在所述阀芯80的所述第1面80b和所述第2面80a中的至少一方的孔81的缘部设置有第3圆弧部85,该第3圆弧部85在轴截面观察时形成圆弧状,并且构成所述第2非接触区域A2、A5。

[0028] 在第9方式中,在阀芯80的孔81的缘部形成第3圆弧部85,由此,阀芯80的孔81的缘部和阀座67、72不接触。由此,能够形成第2非接触区域A2、A5。

[0029] 第10方式在第1~第9方式中的任意一个方式中,在所述第1阀承受部63的外缘设置有第4圆弧部68,该第4圆弧部68在轴截面观察时形成圆弧状,并且用于形成所述第1非接触区域A4。

[0030] 在第10方式中,在第1阀承受部63的外缘形成第4圆弧部68,由此,阀芯80的第1面80b的外缘和第1阀座67不接触。由此,能够形成第1非接触区域A1、A4。

[0031] 第11方式在第1~第9方式中的任意一个方式中,在所述第1阀座67形成有第1凸部69,该第1凸部69朝向所述阀芯80的所述第1面80b突出,与该第1面80b接触,由此形成所述接触区域A3、A6。

[0032] 在第11方式中,在第1阀承受部63的第1凸部69的末端形成第1阀座67,由此,能够在阀芯80的第1面80b形成第1非接触区域A4和第2非接触区域A5。

[0033] 第12方式在第11方式中,其特征在于,在所述第1凸部69的外缘和内缘中的至少一方形成有在轴向截面观察时为圆弧状的第5圆弧部69a。

[0034] 在第12方式中,能够利用第5圆弧部69a抑制阀芯80和第1阀座67的局部接触,能够抑制阀芯80的应力的集中。

[0035] 第13方式在第1~第12方式中的任意一个方式中,其特征在于,所述压缩机构50为旋转活塞式或摆动活塞式。

[0036] 在第13方式的压缩机构50中,活塞52旋转360°时的压缩室53B的内压的变化变大,阀芯80的往复移动的速度变快,阀芯80与阀座67、72碰撞的频度变高。能够利用阀芯80的与第1非接触区域A1、A4对应的部分和与第2非接触区域A2、A5对应的部分吸收此时的冲击。

附图说明

[0037] 图1是实施方式的空调装置的配管系统图。

[0038] 图2是压缩机的纵剖视图。

[0039] 图3是压缩机构的横剖视图。

[0040] 图4是放大了导入路和逆流抑制机构的主要部分的纵剖视图,示出阀芯位于第1位置的状态。

[0041] 图5是放大了导入路和逆流抑制机构的主要部分的纵剖视图,示出阀芯位于第2位置的状态。

[0042] 图6是阀按压件的主视图(从上游侧观察的图)。

[0043] 图7是阀片的后视图(从下游侧观察的图)。

- [0044] 图8是阀芯的主视图。
- [0045] 图9是阀芯的后视图。
- [0046] 图10是在阀芯的主视图中,示出第1非接触区域、第2非接触区域、接触区域的图。
- [0047] 图11是在阀芯的后视图中,示出第1非接触区域、第2非接触区域、接触区域的图。
- [0048] 图12是变形例1的与图5相当的图。
- [0049] 图13是变形例2的与图5相当的图。
- [0050] 图14是变形例3的与图5相当的图。
- [0051] 图15是变形例4的与图5相当的图。
- [0052] 图16是变形例5的与图10相当的图。
- [0053] 图17是变形例6的与图10相当的图。
- [0054] 图18是变形例7的与图6相当的图。
- [0055] 图19是变形例8的与图6相当的图。

具体实施方式

[0056] 下面,参照附图对本发明的实施方式进行说明。另外,以下的实施方式是本质上优选的例示,并不意图限制本发明、其应用物或其用途的范围。

[0057] (发明的实施方式)

[0058] 本实施方式的压缩机40是旋转式压缩机。压缩机40对作为流体的制冷剂进行压缩。如图1所示,压缩机40应用于作为制冷装置的空调装置10。

[0059] <空调装置的整体结构>

[0060] 空调装置10切换进行制冷和制热。本例的空调装置10是具有1台室外单元20和1台室内单元30的成对式。空调装置10也可以是具有多个室内单元30的多联式。

[0061] 空调装置10具有填充有制冷剂的制冷剂回路11。空调装置10具有液体联络配管12和气体联络配管13。室内单元30和室外单元20经由液体联络配管12和气体联络配管13彼此连接。由此,构成作为闭合回路的制冷剂回路11。在制冷剂回路11中,制冷剂进行循环,由此进行蒸汽压缩式的制冷循环。在制冷剂中包括用于对压缩机40的滑动部进行润滑的冷冻机油。

[0062] <室外单元>

[0063] 室外单元20具有压缩机40、室外热交换器22、室外膨胀阀23、四通切换阀24、止回阀回路25和过冷却热交换器26。压缩机40是摆动活塞式的压缩机。室外热交换器22是热源热交换器,为交叉翅片式的翅片管型。室外热交换器22使室外风扇(图示省略)输送的空气和制冷剂进行热交换。室外膨胀阀23是电子膨胀阀。制冷剂回路11也可以省略室外膨胀阀23。

[0064] 四通切换阀24具有第1阀口P1、第2阀口P2、第3阀口P3和第4阀口P4。第1阀口P1与压缩机40的喷出部连接,第2阀口P2与室外热交换器22的气体侧端部连接,第3阀口P3与压缩机40的吸入部连接,第4阀口P4与气体联络配管13连接。

[0065] 四通切换阀24切换为第1状态和第2状态。第1状态(图1的实线所示的状态)的四通切换阀24使第1阀口P1和第2阀口P2连通,并且使第3阀口P3和第4阀口P4连通。第2状态(图1的虚线所示的状态)的四通切换阀24使第1阀口P1和第4阀口P4连通,并且使第2阀口P2和第

3阀口P3连通。

[0066] 止回阀回路25具有呈所谓桥状连接的4个配管25A、25B、25C、25D、以及与各配管25A、25B、25C、25D分别连接的4个止回阀CV1、CV2、CV3、CV4。具体而言,止回阀回路25具有第1配管25A、第2配管25B、第3配管25C和第4配管25D。在第1配管25A连接有第1止回阀CV1,在第2配管25B连接有第2止回阀CV2,在第3配管25C连接有第3止回阀CV3,在第4配管25D连接有第4止回阀CV4。各止回阀CV1、CV2、CV3、CV4容许图1的箭头所示的方向的制冷剂的流动,禁止其相反方向的流动。

[0067] 第1配管25A的流入端和第2配管25B的流出端与室外热交换器22的液体侧端部连接。第1配管25A的流出端和第3配管25C的流出端与主液体管27的流入端连接。第3配管25C的流入端和第4配管25D的流出端与液体联络配管12连接。第4配管25D的流入端和第2配管25B的流入端与主液体管27的流出端连接。

[0068] 过冷却热交换器26具有第1流路26A和第2流路26B。过冷却热交换器26例如是板式热交换器。过冷却热交换器26使在第1流路26A中流动的制冷剂和在第2流路26B中流动的制冷剂进行热交换。

[0069] 室外单元20具有主液体管27、注入管28和注入阀29。注入管28的流入端与主液体管27中的第1流路26A的下游侧连接。注入管28的流出端与压缩机40的导入路61连接。第1流路26A设置于主液体管27的中途。第2流路26B设置于注入管28的中途。

[0070] 注入阀29与注入管28中的第2流路26B的上游侧连接。注入阀29是电子膨胀阀。

[0071] <室内单元>

[0072] 室内单元30具有室内热交换器31和室内膨胀阀32。室内热交换器31是利用热交换器,为交叉翅片式的翅片管型。室内热交换器31使室内风扇(图示省略)输送的空气和制冷剂进行热交换。室内膨胀阀32是电子膨胀阀。

[0073] -空调装置的基本运转动作-

[0074] 对空调装置10的基本运转动作进行说明。空调装置10切换进行制冷运转和制热运转。

[0075] <制冷运转>

[0076] 在制冷运转中,四通切换阀24成为第1状态,室外膨胀阀23打开,室内膨胀阀32的开度根据吸入过热度来调节。当压缩机40运转时,由压缩机40压缩后的制冷剂在室外热交换器22中流动。在室外热交换器22中,制冷剂进行散热或冷凝。通过室外热交换器22后的制冷剂在第1配管25A、主液体管27、第4配管25D中依次流过。该制冷剂在室内膨胀阀32中被减压后,在室内热交换器31中蒸发。在室内热交换器31中,利用蒸发的制冷剂对室内空气进行冷却。在室内热交换器31中蒸发的制冷剂流入室外单元20,由压缩机40再次压缩。

[0077] <制热运转>

[0078] 在制热运转中,四通切换阀24成为第2状态,室内膨胀阀32打开,室外膨胀阀23的开度根据吸入过热度来调节。当压缩机40运转时,由压缩机40压缩后的制冷剂在室内热交换器31中进行散热或冷凝。在室内热交换器31中,利用散热的制冷剂对室内空气进行加热。在室内热交换器31中散热后的制冷剂在第3配管25C、主液体管27、第2配管25B中依次流过。该制冷剂在室外膨胀阀23中被减压后,在室外热交换器22中蒸发。在室外热交换器22中蒸发的制冷剂由压缩机40再次压缩。

[0079] <注入动作>

[0080] 在上述制冷运转和制热运转中,适当调节注入阀29的开度,由此进行以下的注入动作。

[0081] 当注入动作被调节成规定开度时,在主液体管27中流动的高压的液体制冷剂的一部分向注入管28分流。分流到注入管28的制冷剂在注入阀29中被减压到中间压后,在过冷却热交换器26的第2流路26B中流过。在过冷却热交换器26中,在第1流路26A中流动的高压的液体制冷剂和在第2流路26B中流动的中间压的液体制冷剂进行热交换。其结果是,第2流路26B的制冷剂蒸发,第1流路26A的制冷剂被冷却。在过冷却热交换器26中,这样,液体制冷剂的过冷却度增大。

[0082] 注入管28的在第2流路26B中蒸发的中间压的气体制冷剂经由压缩机40的导入路61供给到压缩室53B(详细情况在后面叙述)。

[0083] <压缩机的整体结构>

[0084] 参照图2和图3对压缩机40的整体结构进行说明。压缩机40对作为流体的制冷剂进行压缩。压缩机40具有机壳41、驱动机构45和压缩机构50。

[0085] 机壳41形成为纵长的中空圆筒状。机壳41的内部空间被高压制冷剂填满。压缩机40由所谓的高压圆顶式构成。在机壳41的上部连接有喷出管42。在机壳41的主体部连接有吸入管43和注入管28。在机壳41内的底部贮留有冷冻机油。冷冻机油被引入到驱动轴内的流路,用于压缩机构50的滑动部和驱动轴47的轴承的润滑(图示省略)。

[0086] 驱动机构45驱动压缩机构50旋转。驱动机构45具有电动机46和驱动轴47。电动机46经由驱动轴47而与压缩机构50连结。电动机46具有定子46a和转子46b。定子46a固定于机壳41的主体部的内周面。转子46b贯穿插入于定子46a的内部。在转子46b的内部固定有驱动轴47。

[0087] 经由逆变器装置向电动机46供给电力。电动机46为转速可变的逆变器式。压缩机构50构成为容量可变。

[0088] 驱动轴47具有主轴47a和偏心轴47b。偏心轴47b设置于主轴47a的下部。偏心轴47b的轴心相对于主轴47a的轴心向径向外侧偏移规定量。

[0089] 本例的压缩机构50为摆动活塞式。压缩机构50具有环状的气缸51和环状的活塞52。在气缸51的内部形成有气缸室53。活塞52在气缸51的内部进行摆动运动。

[0090] 在压缩机构50中,从上侧朝向下侧依次设置有前盖54、气缸51和后盖55。

[0091] 前盖54固定于机壳41的主体部。前盖54封闭气缸51的气缸室53的上侧的开口面。在前盖54的中央形成有向驱动轴47的轴向上方延伸的轴毂部54a。在轴毂部54a的内部形成有将驱动轴47支承为能够旋转的主轴承(图示省略)。

[0092] 在前盖54形成有喷出口54b。喷出口54b的流入端与气缸51内的压缩室53B连通。喷出口54b的流出端与机壳41的内部空间连通。在前盖54设置有对喷出口54b进行开闭的喷出阀。喷出阀由簧片阀等构成,对喷出口54b进行开闭。

[0093] 后盖55固定于机壳41的主体部。后盖55封闭气缸51的气缸室53的下侧的开口面。在后盖55的中央形成有将驱动轴支承为能够旋转的副轴承(图示省略)。

[0094] 气缸51形成为环状或筒状,在其内部形成有气缸室53。气缸室53的横截面的形状形成为正圆形状。

[0095] 在气缸51形成有与气缸室53的吸入室53A连通的吸入口56。在吸入口56连接有吸入管43。在气缸51的靠上止点的部分形成有一对衬套孔57。

[0096] 活塞52配置于气缸室53。活塞52形成为在其内部嵌合有偏心轴47b的圆环状。活塞52沿着气缸室53的内周面进行摆动旋转运动。

[0097] 压缩机构50具有叶片58和一对衬套59。如图3所示,叶片58与活塞52一体地设置。叶片58与活塞52的外周面中的衬套孔57附近的部分连结。叶片58形成为从活塞52的外周面向气缸室53的径向外侧突出的板状。叶片58将气缸室53划分成吸入室53A和压缩室53B。叶片58构成为伴随着活塞52的旋转而进行摆动运动。

[0098] 一对衬套59的横截面形成为大致半圆形状。一对衬套59插入到衬套孔57的内部。一对衬套59以各自的平坦面彼此对置的方式配置。叶片58以能够进退的方式插入这些平坦面之间。衬套59在将叶片58保持成能够进退的同时,在衬套孔57的内部进行摆动。

[0099] -压缩机的基本动作-

[0100] 当电动机46通电后,驱动轴47被旋转驱动,活塞52进行偏心旋转。制冷剂回路11的低压的气体制冷剂在吸入管43中流动,流入气缸室53。

[0101] 在压缩机构50中,依次反复进行吸入行程、压缩行程和喷出行程。当活塞52向图3的顺时针旋转时,吸入室53A的容积逐渐扩大。由此,低压的制冷剂经由吸入口56逐渐吸入到吸入室53A(吸入行程)。该吸入行程进行到活塞52与气缸室4之间的密封点即将完全通过吸入口56为止。

[0102] 当密封点通过吸入口56时,作为吸入室53A的空间成为压缩室53B。当活塞52进一步旋转时,压缩室53B的容积逐渐缩小,在压缩室53B中对制冷剂进行压缩(压缩行程)。当压缩室53B的内压成为规定值以上时,喷出阀打开,压缩室53B的制冷剂通过喷出口54b向内部空间喷出(喷出行程)。

[0103] 内部空间的制冷剂从喷出管42向压缩机40的外部流出。

[0104] <导入机构的概要>

[0105] 如图2~图5所示,压缩机40具有将制冷剂导入到压缩室53B中的导入机构60。导入机构60具有导入路61和逆流抑制机构62。导入路61在径向上贯通气缸51。导入路61的流入端与注入管28连通。导入路61的流出端朝向压缩室53B开口。逆流抑制机构62抑制压缩室53B的制冷剂向注入管28侧逆流。

[0106] <导入路>

[0107] 如图4所示,导入路61的与轴垂直的截面形成为圆形。导入路61的内周面从上游侧朝向下游侧依次包括第1内周部61a、第2内周部61b和第3内周部61c。另外,下面,还将“上游侧”称为“后侧”,将“下游侧”称为“前侧”。第1内周部61a的内周面的内径比第2内周部61b的内径大。第2内周部61b的内径比第3内周部61c的内径大。注入管28的端部嵌合于第1内周部61a。

[0108] 导入路61包括缩径孔61d和流出孔61e。缩径孔61d和流出孔61e形成于导入路61的下游侧。缩径孔61d形成于阀片部70的内侧。缩径孔61d的内径随着朝向下游侧而减小。流出孔61e与缩径孔61d的下游端连接。流出孔61e的流出端在压缩室53B开口。

[0109] <逆流抑制机构的概要>

[0110] 如图4所示,逆流抑制机构62具有阀按压件63(第1阀承受部)、阀片部70(第2阀承

受部)和阀芯80。在导入路61中,从导入路61的上游侧朝向下游侧依次配置有阀按压件63、阀芯80和阀片部70。阀按压件63和阀芯80由与气缸51分体的部件构成。阀片部70与气缸51一体地形成。阀芯80根据压缩室53B的内压的变化,在阀按压件63与阀片部70之间往复移动。

[0111] <阀按压件>

[0112] 阀按压件63将导入路61分隔成上游侧流路61A和下游侧流路61B。上游侧流路61A形成于阀按压件63的上游侧。下游侧流路61B形成于阀按压件63的下游侧。阀按压件63具有圆板状的基部64、以及从该基部64朝向压缩室53B侧向前方延伸的大致圆柱状的主体65。基部64的轴心和主体65的轴心一致。基部64嵌合于导入路61的第2内周部61b。主体65嵌合于导入路61的第3内周部61c。

[0113] 如图4和图6所示,在阀按压件63形成有使上游侧流路61A和下游侧流路61B连通的4个连通路66。连通路66的数量是简单的例示,也可以是3个以下或5个以上。连通路66的与轴垂直的截面形成为圆形。4个连通路66配置于阀按压件63的靠外缘处。4个连通路66在周向上等间距地排列。4个连通路66位于在轴向上与阀芯80重叠的位置。在阀按压件63中的导入路61的下游侧的面形成有与阀芯80的后表面80b(第1面)对置的第1阀座67。

[0114] 阀按压件63的第1阀座67形成为大致平坦状。第1阀座67与阀芯80的后表面80b面接触。

[0115] 在阀按压件63的主体65的前侧部分的外缘形成有外缘主体侧圆弧部68。外缘主体侧圆弧部68在轴截面观察时形成为圆弧状。

[0116] <阀片部>

[0117] 如图4和图7所示,阀片部70设置于流出孔61e的周围。阀片部70具有从流出孔61e的内周缘部朝向导入路61的下游侧突出的第2凸部71。第2凸部形成为大致圆环状。在第2凸部71的末端形成有与阀芯80的前表面80a(第2面)对置的第2阀座72。第2阀座72由圆环状的平坦面构成。本例的第2阀座72在轴向上与阀芯80的靠外缘的部分重叠。

[0118] 在第2凸部71的周围形成有环状的槽73。槽73形成于第2凸部71与导入路61的内周面之间。槽73的开口面与阀芯80的前表面80a对置。

[0119] <阀芯>

[0120] 如图4、图8、图9所示,阀芯80形成为轴向上扁平的圆环状。本例的阀芯80形成为具有1个孔81的圆盘形状。孔81形成于阀芯80的中央部。本例的孔81形成为圆形状。阀芯80的外缘的中心和孔81的中心一致。

[0121] 在阀芯80的前表面80a的外缘形成有外缘前侧圆弧部82。在阀芯80的后表面80b的外缘形成有外缘后侧圆弧部83。在阀芯80的前表面80a中的孔81的缘部(内缘)形成有内缘前侧圆弧部84。在阀芯80的后表面80b中的孔81的缘部(内缘)形成有内缘后侧圆弧部85。外缘前侧圆弧部82、外缘后侧圆弧部83、内缘前侧圆弧部84和内缘后侧圆弧部85分别在阀芯80的轴截面观察时形成为圆弧状。

[0122] 阀芯80的前表面80a中的比第2阀座72靠径向内侧的部分形成有露出于导入路61的面。该面朝向下游侧流路61B的下游侧。该面构成受压部R,压缩室53B的压力作用于该受压部R。

[0123] -逆流防止机构的动作-

[0124] 阀芯80根据压缩室53B的内压变化,在图4所示的第1位置与图5所示的第2位置之间往复移动。具体而言,当压缩室53B的内压比上游侧流路61A的内压高时,压缩室53B的内压作用于受压部R,阀芯80向第1位置移动。当压缩室53B的内压比上游侧流路61A的内压低时,阀芯80向第2位置移动。

[0125] 当阀芯80位于图4所示的第1位置时,阀芯80与阀按压件63的第1阀座67接触。第1位置的阀芯80封闭全部连通路66。在该状态下,制冷剂的逆流由阀芯80阻止。

[0126] 当阀芯80处于图5所示的第2位置时,阀芯80与阀片部70的第2阀座72接触。第2位置的阀芯80打开全部连通路66。在该状态下,导入路61的制冷剂通过各连通路66、阀芯80的孔81后,被导入压缩室53B内。

[0127] <与阀芯的破损有关的课题>

[0128] 在压缩机40的运转时,阀芯80在第1位置与第2位置之间高速地往复移动。因此,阀芯80交替地与第1阀座67和第2阀座72反复碰撞。特别地,在本实施方式的摆动活塞式的压缩机构50中,活塞52旋转一圈时的压缩室53B的内压的变化大。因此,伴随着该内压的变化,阀芯80与第1阀座67和第2阀座72高速且高频度地碰撞。

[0129] 在现有例的压缩机中,例如构成为在阀芯的内缘侧的部分形成有受压部,其余部分全部与阀片部的阀座接触。因此,当阀芯与阀座碰撞时,仅阀芯的内缘侧的部分由于碰撞能量而变形,有时应力集中于该部分。存在由于这种阀芯的内缘的应力集中而使阀芯破裂或疲劳破坏的问题。

[0130] <关于非接触区域>

[0131] 在本实施方式中,考虑上述课题,为了抑制阀芯80的破坏而采用以下的结构。

[0132] <阀芯的前表面>

[0133] 如图10所示,在阀芯80的前表面80a形成有前侧第1非接触区域A1、前侧第2非接触区域A2和前侧接触区域A3。在图11中,标注了阴影的区域表示接触区域,空白的区域表示非接触区域。

[0134] 如图5所示,在第2位置的阀芯80的前表面80a,在从阀芯80的外缘到径向内侧的规定范围之间形成有不与第2阀座72接触的区域。前侧第1非接触区域A1对应于该区域。前侧第1非接触区域A1形成为圆环状。槽73的内部的空间位于前侧第1非接触区域A1的前方。

[0135] 在第2位置的阀芯80的前表面80a,在从阀芯80的孔81到径向外侧的规定范围之间形成有不与第2阀座72接触的区域。前侧第2非接触区域A2对应于该区域。前侧第2非接触区域A2形成为圆环状。导入路61的空间存在于前侧第2非接触区域A2的前方。前侧第2非接触区域A2在导入路61的下游侧的空间露出。前侧第2非接触区域A2构成上述的受压部R。

[0136] 在第2位置的阀芯80的前表面80a形成有与第2凸部71的第2阀座72接触的区域。前侧接触区域A3对应于该区域。前侧接触区域A3是前侧第1非接触区域A1与前侧第2非接触区域A2之间的区域。前侧第1非接触区域A1形成为圆环状。

[0137] 如图10所示,将从阀芯80的外缘到孔81的最外周部为止的径向长度设为d。优选前侧接触区域A3是从阀芯80的外缘起的径向内侧 $(1/4) \times d$ 以上的范围。而且,优选前侧接触区域A3是从阀芯80的内缘起的径向外侧 $(1/4) \times d$ 以上的范围。

[0138] 进一步优选前侧接触区域A3是从阀芯80的外缘起的径向内侧 $(1/3) \times d$ 以上的范围。而且,优选前侧接触区域A3是从阀芯80的内缘起的径向外侧 $(1/3) \times d$ 以上的范围。

[0139] <阀芯的后表面>

[0140] 如图11所示,在阀芯80的后表面80b形成有后侧第1非接触区域A4、后侧第2非接触区域A5和后侧接触区域A6。在图11中,标注了阴影的区域表示接触区域,空白的区域表示非接触区域。

[0141] 如图4所示,在第1位置的阀芯80的后表面80b,在从阀芯80的外缘到径向内侧的规定范围之间形成有不与第1阀座67接触的区域。后侧第1非接触区域A4对应于该区域。后侧第1非接触区域A4形成为圆环状。

[0142] 后侧第1非接触区域A4由作为第2圆弧部的外缘后侧圆弧部83构成。通过形成外缘后侧圆弧部83,在阀芯80与阀按压件63之间形成有间隙。这是为了利用该间隙使外缘后侧圆弧部83不与第1阀座67接触。

[0143] 而且,后侧第1非接触区域A4由作为第4圆弧部的外缘主体侧圆弧部68构成。通过形成外缘主体侧圆弧部68,在阀芯80与阀按压件63之间形成有间隙。这是因为,由于该间隙使外缘主体侧圆弧部68不与阀芯80接触。

[0144] 在第2位置的阀芯80的后表面80b,在从阀芯80的孔81到径向外侧的规定范围之间形成有不与第1阀座67接触的区域。后侧第2非接触区域A5对应于该区域。后侧第2非接触区域A5形成为圆环状。

[0145] 后侧第2非接触区域A5由作为第3圆弧部的内缘后侧圆弧部85构成。通过形成内缘后侧圆弧部85,在阀芯80与阀按压件63之间形成有间隙。这是因为,由于该间隙使内缘后侧圆弧部85不与第1阀座67接触。

[0146] <非接触区域的作用效果>

[0147] 如图5所示,当阀芯80与阀片部70的第2凸部71的末端的第2阀座72碰撞时,前侧接触区域A3和第2阀座72面接触。与此相对,前侧第1非接触区域A1和前侧第2非接触区域A2不与第2阀座72接触。因此,当阀芯80与第2阀座72碰撞时,阀芯80的与前侧第1非接触区域A1对应的外缘侧的部分和阀芯80的与前侧第2非接触区域A2对应的内缘侧的部分双方向前方变形。利用这些变形,能够将作用于阀芯80的碰撞能量分散到内缘侧部分和外缘侧部分。由此,与现有例相比,能够分散阀芯80的内部产生的应力。其结果是,在阀芯80与第2阀座72碰撞时,能够抑制由于阀芯80的应力集中而使阀芯80破损。

[0148] 如图4所示,当阀芯80与阀按压件63的第1阀座67碰撞时,后侧接触区域A6和第1阀座67面接触。与此相对,后侧第1非接触区域A4和后侧第2非接触区域A5不与第1阀座67接触。因此,当阀芯80与第1阀座67碰撞时,阀芯80的与后侧第1非接触区域A4对应的外缘侧的部分和阀芯80的与后侧第2非接触区域A5对应的内缘侧的部分双方向后方变形。利用这些变形,能够将作用于阀芯80的碰撞能量分散到内缘侧部分和外缘侧部分。由此,与现有例相比,能够分散阀芯80的内部产生的应力。其结果是,在阀芯80与第1阀座67碰撞时,能够抑制由于阀芯80的应力集中而使阀芯80破损。

[0149] -实施方式的效果-

[0150] 实施方式是一种旋转式压缩机,该旋转式压缩机具有驱动机构45、被该驱动机构45驱动旋转的压缩机构50、向该压缩机构50的压缩室53B导入流体的导入路61、以及抑制该导入路61的流体的逆流的逆流抑制机构62,其中,所述逆流抑制机构62包括配置于所述导入路61的第1阀承受部63(阀按压件)、配置于所述导入路61中的所述第1阀承受部63的下游

侧的第2阀承受部70(阀片部)、以及配置于所述第1阀承受部63与所述第2阀承受部70之间的阀芯80,所述第1阀承受部63具有将所述导入路61分隔成流入侧和流出侧的流路61A、61B并且使这2个流路61A、61B连通的连通路66、以及与所述阀芯80的第1面80b(后表面)对置的第1阀座67,所述第2阀承受部70具有与所述阀芯80的第2面80a(前表面)对置的第2阀座72,所述阀芯80具有受压部R,所述压缩室53B的压力作用于所述受压部R,所述逆流抑制机构62构成为,根据所述压缩室53B的压力变化,在所述阀芯80与所述第1阀座67接触而封闭所述连通路66的第1位置和所述阀芯80与所述第2阀座72接触而打开所述连通路66的第2位置之间往复移动,在所述阀芯80形成有至少1个孔81,在处于所述第2位置时向所述压缩室53B供给的流体通过所述至少1个孔81,所述阀芯80的所述第1面80b和所述第2面80a中的至少一个面80a、80b包括:环状的第1非接触区域A1、A4(前侧第1非接触区域A1和后侧第1非接触区域A4),其形成于从所述阀芯80的外缘起的径向内侧的规定范围,不与对应的阀座67、72接触;环状的第2非接触区域A2、A5(前侧第2非接触区域A2和后侧第2非接触区域),其形成于从所述阀芯80的所述孔81起的径向外侧的规定范围,不与对应的阀座67、72接触;以及接触区域A3、A6(前侧接触区域A3和后侧接触区域),其形成于所述第1非接触区域A1、A4与所述第2非接触区域A2、A5之间,与对应的阀座67、72接触。

[0151] 在该方式中,在阀芯80与阀片部70碰撞时,与前侧第1非接触区域A1和前侧第2非接触区域A2分别对应的部分向前方变形。因此,能够利用这些部分吸收作用于阀芯80的碰撞能量,能够分散阀芯80的内部应力。因此,能够抑制由于阀芯80与阀片部70高速且高频度地碰撞而使阀芯80破裂或疲劳破坏。

[0152] 同样,在阀芯80与阀按压件63碰撞时,与后侧第1非接触区域A4和后侧第2非接触区域A5分别对应的部分向后方变形。因此,能够利用这些部分吸收作用于阀芯80的碰撞能量,能够分散阀芯80的内部应力。因此,能够抑制由于阀芯80与阀按压件63高速且高频度地碰撞而使阀芯80破裂或疲劳破坏。

[0153] 这样,通过防止阀芯80的破坏,能够可靠地得到由逆流抑制机构62实现的制冷剂的逆流的功能。因此,能够抑制由于制冷剂的逆流而使压缩效率降低,能够确保压缩机40的可靠性。

[0154] 在实施方式中,所述第2阀承受部70具有朝向所述阀芯80的所述第2面80a突出的第2凸部71,所述第2阀座72形成于所述第2凸部71的末端,所述阀芯80的所述第2面80a的所述第2非接触区域A2(前侧第2非接触区域)构成所述受压部R。

[0155] 在该方式中,在阀片部70形成第2凸部71,由此,能够在第2面80a容易地形成前侧第1非接触区域A1和前侧第2非接触区域A2。前侧第2非接触区域A2朝向导入路61的下游侧,因此,能够使其作为承受压缩室53B的内压的受压部R发挥功能。

[0156] 在实施方式中,所述压缩机构50构成为,对作为包括冷冻机油的所述流体的制冷剂进行压缩,在所述第2凸部71与所述导入路61的内周面之间形成有环状的槽73。

[0157] 在该方式中,制冷剂中包括的冷冻机油贮留于环状的槽73。在该状态下,当阀芯80从图4所示的第1位置向图5所示的第2位置移动时,槽73内的冷冻机油的油压上升,能够使该油压作用于阀芯80的前表面80a。因此,能够降低阀芯80向阀片部70移动的速度,进而能够减少作用于阀芯80的碰撞能量。其结果是,能够抑制阀芯80的破损。

[0158] 在实施方式中,所述阀芯80形成为在该阀芯80的中心部具有1个圆形的所述孔81

的圆环状。

[0159] 在该方式中,能够在阀芯80的1个孔81的周围形成圆环状的前侧第2非接触区域A2和后侧第2非接触区域A5。因此,在阀芯80与阀片部70碰撞时,能够使与前侧第2非接触区域A2对应的部分遍及整周地均等地变形。因此,能够在周向上分散阀芯80的内缘处的应力集中。

[0160] 在实施方式中,在将从所述阀芯80的外缘到所述孔81为止的径向长度设为d时,所述接触区域A3(前侧接触区域)形成于从所述阀芯80的外缘起的径向内侧 $(1/4) \times d$ 以上且从所述孔81起的径向外侧 $(1/4) \times d$ 以上的范围。

[0161] 在该方式中,能够确保前侧第1非接触区域A1的径向的长度和前侧第2非接触区域A2的径向的长度双方为 $(1/4) \times d$ 以上。由此,在阀芯80与阀片部70碰撞时,能够充分地确保阀芯80的与前侧第1非接触区域A1对应的部分和与前侧第2非接触区域A2对应的部分的变形量。其结果是,能够减小阀芯80的内部产生的应力。

[0162] 进一步优选所述接触区域A3(前侧接触区域)形成于从所述阀芯80的外缘起的径向内侧 $(1/3) \times d$ 以上且从所述孔81起的径向外侧 $(1/3) \times d$ 以上的范围。由此,在阀芯80与阀片部70碰撞时,能够进一步扩大阀芯80的与前侧第1非接触区域A1对应的部分和与前侧第2非接触区域A2对应的部分的变形量。其结果是,能够进一步减小阀芯80的内部产生的应力。

[0163] 同样,也可以将后侧接触区域A6形成于从阀芯80的外缘起的径向内侧 $(1/4) \times d$ 以上且从所述孔81起的径向外侧 $(1/4) \times d$ 以上的范围。由此,在阀芯80与阀按压件63碰撞时,能够确保阀芯80的与后侧第1非接触区域A4对应的部分和与后侧第2非接触区域A5对应的部分的变形量。其结果是,能够减小阀芯80的内部产生的应力。

[0164] 进一步优选将后侧接触区域A6形成于从阀芯80的外缘起的径向内侧 $(1/3) \times d$ 以上且从所述孔81起的径向外侧 $(1/3) \times d$ 以上的范围。由此,在阀芯80与阀按压件63碰撞时,能够进一步扩大阀芯80的与后侧第1非接触区域A4对应的部分和与后侧第2非接触区域A5对应的部分的变形量。其结果是,能够减小阀芯80的内部产生的应力。

[0165] 在实施方式中,在阀芯80的所述第1面80b(后表面)的外缘设置有第2圆弧部83(外缘后侧圆弧部),该第2圆弧部83在轴截面观察时形成为圆弧状,并且构成所述第1非接触区域A4(后侧第1非接触区域)。

[0166] 在阀芯80形成外缘后侧圆弧部83,由此,能够在阀芯80与阀按压件63之间确保间隙。因此,能够容易地确保后侧第1非接触区域A4。

[0167] 另外,也可以利用形成于阀芯80的前表面80a的外缘的外缘前侧圆弧部82确保前侧第1非接触区域A1。

[0168] 在实施方式中,在所述阀芯80的所述第1面80b(后表面)的孔81的缘部设置有第3圆弧部85(内缘后侧圆弧部),该第3圆弧部85在轴截面观察时形成为圆弧状,并且构成所述第2非接触区域A5(后侧第2非接触区域)。

[0169] 在阀芯80形成内缘后侧圆弧部85,由此,能够在阀芯80与阀按压件63之间确保间隙。因此,能够容易地确保后侧第2非接触区域A5。

[0170] 另外,也可以利用形成于阀芯80的前表面80a的孔81的缘部的内缘前侧圆弧部84确保前侧第2非接触区域A2。

[0171] 在实施方式中,在所述第1阀承受部63(阀按压件)的外缘设置有第4圆弧部68(外缘主体侧圆弧部),该第4圆弧部68在轴截面观察时形成为圆弧状,并且用于形成所述第1非接触区域A4(后侧第1非接触区域)。

[0172] 在该方式中,在阀按压件63形成外缘主体侧圆弧部68,由此,能够在阀芯80与阀按压件63之间确保间隙。因此,能够容易地确保后侧第2非接触区域A5。

[0173] 在实施方式中,所述压缩机构50为摆动活塞式。

[0174] 在该方式中,活塞52旋转一圈时的压缩室53B的压力的上升速度比其他方式(例如涡旋式)快。因此,阀芯80的往复移动的速度变快,阀芯80与阀座67、72碰撞的频度也变多。但是,在本方式中,能够将阀芯80的内部应力分散到其外缘侧部分和内缘侧部分。因此,能够抑制阀芯80的破损,能够确保逆流抑制机构62的可靠性。

[0175] -实施方式的变形例-

[0176] 上述实施方式的逆流抑制机构62也可以设为以下这种变形例的结构。

[0177] <变形例1>

[0178] 在图12所示的变形例1中,在阀按压件63的主体65的外缘未设置作为第4圆弧部的外缘主体侧圆弧部68。因此,主体65的前表面的整体形成为平坦状。与此相对,与上述实施方式同样,在阀芯80形成有作为第2圆弧部的外缘后侧圆弧部83。因此,在变形例1中,能够利用外缘后侧圆弧部83确保后侧第1非接触区域A4。

[0179] <变形例2>

[0180] 在图13所示的变形例2中,在阀片部70的第2凸部71的外缘和内缘形成有作为第1圆弧部的第2凸部侧圆弧部74。第2凸部侧圆弧部74在轴向截面观察时形成为圆弧状。

[0181] 在变形例2中,在阀芯80与第2凸部71碰撞而使阀芯80的外缘侧部分变形时,能够抑制该部分和第2凸部71的外缘局部接触。同样,在阀芯80与第2凸部71碰撞而使阀芯80的内周侧部分变形时,能够抑制该部分和第2凸部71的内缘局部接触。因此,能够进一步抑制第2位置的阀芯80的应力集中。

[0182] 另外,也可以将第2凸部侧圆弧部74仅形成于第2凸部71的外缘。也可以将第2凸部侧圆弧部74仅形成于第2凸部71的内缘。

[0183] <变形例3>

[0184] 在图14所示的变形例3中,在阀按压件63的主体65的前表面形成有第1凸部69。第1凸部69形成为圆环状。第1凸部69与阀芯80的后表面80b中的外缘与内缘之间的中间部分对置。在第1凸部69的末端形成有第1阀座67。关于第1阀座67,第1凸部69位于与阀芯80的后表面80b的后侧接触区域A6对应的位置。

[0185] 当阀芯80向图14所示的第1位置移动时,阀芯80与第1凸部69的第1阀座67接触。在该状态下,在阀芯80的外缘与阀按压件63之间形成有间隙。利用该间隙,在阀芯80的后表面80b形成有后侧第1非接触区域A4。

[0186] 在该状态下,在阀芯80的内缘(孔81的缘部)与阀按压件63之间形成有间隙。利用该间隙,在阀芯80的后表面80b形成有后侧第2非接触区域A5。

[0187] 在后侧第1非接触区域A4与后侧第2非接触区域A5之间形成有环状的第1接触区域A3、A6。

[0188] 这样,在变形例3中,通过在阀按压件63形成第1凸部69,能够容易地形成后侧第1

非接触区域A4和后侧第2非接触区域A5。当阀芯80与第1凸部69碰撞时,与这些非接触区域A4、A5对应的部分分别变形。因此,能够分散阀芯80的应力的集中,能够抑制阀芯80的破损。

[0189] <变形例4>

[0190] 在图15所示的变形例4中,与变形例3同样,在阀按压件63设置有第1凸部69。在变形例4的第1凸部69的外缘和内缘形成有作为第5圆弧部的第1凸部侧圆弧部69a。第1凸部侧圆弧部69a在轴向截面观察时形成为圆弧状。

[0191] 在变形例4中,在阀芯80与第1凸部69碰撞而使阀芯80的外缘侧部分变形时,能够抑制该部分和第1凸部69的外缘局部接触。同样,在阀芯80与第1凸部69碰撞而使阀芯80的内周侧部分变形时,能够抑制该部分和第1凸部69的内缘局部接触。因此,能够进一步抑制第1位置的阀芯80的应力集中。

[0192] 另外,也可以将第1凸部侧圆弧部69a仅形成于第1凸部69的外缘。也可以将第1凸部侧圆弧部69a仅形成于第1凸部69的内缘。

[0193] <变形例5>

[0194] 变形例5与上述实施方式不同之处在于阀芯80的形状。如图16(阀芯80的主视图)所示,在阀芯80形成有椭圆形状的1个孔81。阀芯80的外缘的中心和孔81的中心一致。在变形例5中,在阀芯80的前表面80a中,与第2凸部71的第2阀座72接触的部分构成前侧接触区域A3。在从阀芯80的外缘到前侧接触区域A3之间形成有前侧第1非接触区域A1。在从阀芯80的孔81到前侧接触区域A3之间形成有前侧第2非接触区域A2。

[0195] <变形例6>

[0196] 变形例6与上述实施方式不同之处在于阀芯80的形状。如图17(阀芯80的主视图)所示,在阀芯80形成有4个孔81。4个孔81形成为圆形状。4个孔81在周向上等间距地排列。孔81的数量不限于此,也可以是2个、3个或5个以上。

[0197] 在变形例6中,在阀芯80的前表面80a中,与第2凸部71的第2阀座72接触的部分构成前侧接触区域A3。在从阀芯80的外缘到前侧接触区域A3之间形成有前侧第1非接触区域A1。在从包括阀芯80的4个孔81的最外周部分的假想圆(图17的双点划线所示的圆)到前侧接触区域A3之间形成有前侧第2非接触区域A2。

[0198] <变形例7>

[0199] 如图18所示,变形例7与上述实施方式不同之处在于阀按压件63的连通路66的形状。在变形例7的阀按压件63形成有2个连通路66。各连通路66的在与轴垂直的截面观察时的形状形成为以阀按压件63的轴心为中心的圆弧状。

[0200] <变形例8>

[0201] 如图19所示,在变形例8中,在阀按压件63形成有4个连通路66。各连通路66的在与轴垂直的截面观察时的形状形成为以阀按压件63的轴心为中心的圆弧状。连通路66的数量也可以是1个,还可以是3个或5个以上。

[0202] (其他实施方式)

[0203] 上述实施方式和各变形例也可以设为以下的结构。

[0204] 上述实施方式的压缩机40的压缩机构50为摆动活塞式。但是,压缩机构50也可以是旋转活塞式。在该压缩机构50中,代替实施方式的叶片,利用与活塞52分离的翼片(Vane)来分隔压缩室53B。压缩机构50也可以是涡旋式等其他方式。

[0205] 向上述实施方式的压缩机40的导入路61导入在过冷却热交换器26的第2流路26B中流过的中间压的制冷剂。但是,例如也可以将由制冷剂回路11的气液分离器分离后的中间压的气体制冷剂导入到导入路61中。

[0206] 以上说明了实施方式和变形例,但是,能够理解为能够在不脱离权利要求书的主旨和范围的情况下进行方式和详细情况的多种变更。此外,只要不损害本发明的对象的功能,则以上的实施方式、变形例、其他实施方式可以适当组合或置换。进而,以上所述的“第1”、“第2”、“第3”…这样的记载用于区分被赋予这些记载的语句,并不限定该语句的数量、顺序。

[0207] 产业上的可利用性

[0208] 如以上说明的那样,本发明对旋转式压缩机来说是有用的。

[0209] 标号说明

[0210] A1 前侧第1非接触区域

[0211] A2 前侧第2非接触区域

[0212] A3 前侧接触区域

[0213] A4 后侧第1非接触区域

[0214] A5 后侧第2非接触区域

[0215] A6 后侧第1接触区域

[0216] 45 驱动机构

[0217] 50 压缩机构

[0218] 53B 压缩室

[0219] 61 导入路

[0220] 61A 上游侧流路

[0221] 61B 下游侧流路

[0222] 62 逆流抑制机构

[0223] 63 阀按压件(第1阀承受部)

[0224] 66 连通路

[0225] 67 第1阀座

[0226] 68 外缘主体侧圆弧部(第4圆弧部)

[0227] 69 第1凸部

[0228] 69a 第1凸部侧圆弧部(第5圆弧部)

[0229] 70 阀片部

[0230] 71 第2凸部

[0231] 72 第2阀座

[0232] 73 槽

[0233] 74 第2凸部侧圆弧部(第1圆弧部)

[0234] 80 阀芯

[0235] 80a 前表面(第2面)

[0236] 80b 后表面(第1面)

[0237] 81 孔

- [0238] 83 外缘后侧圆弧部(第2圆弧部)
- [0239] 85 内缘后侧圆弧部(第3圆弧部)

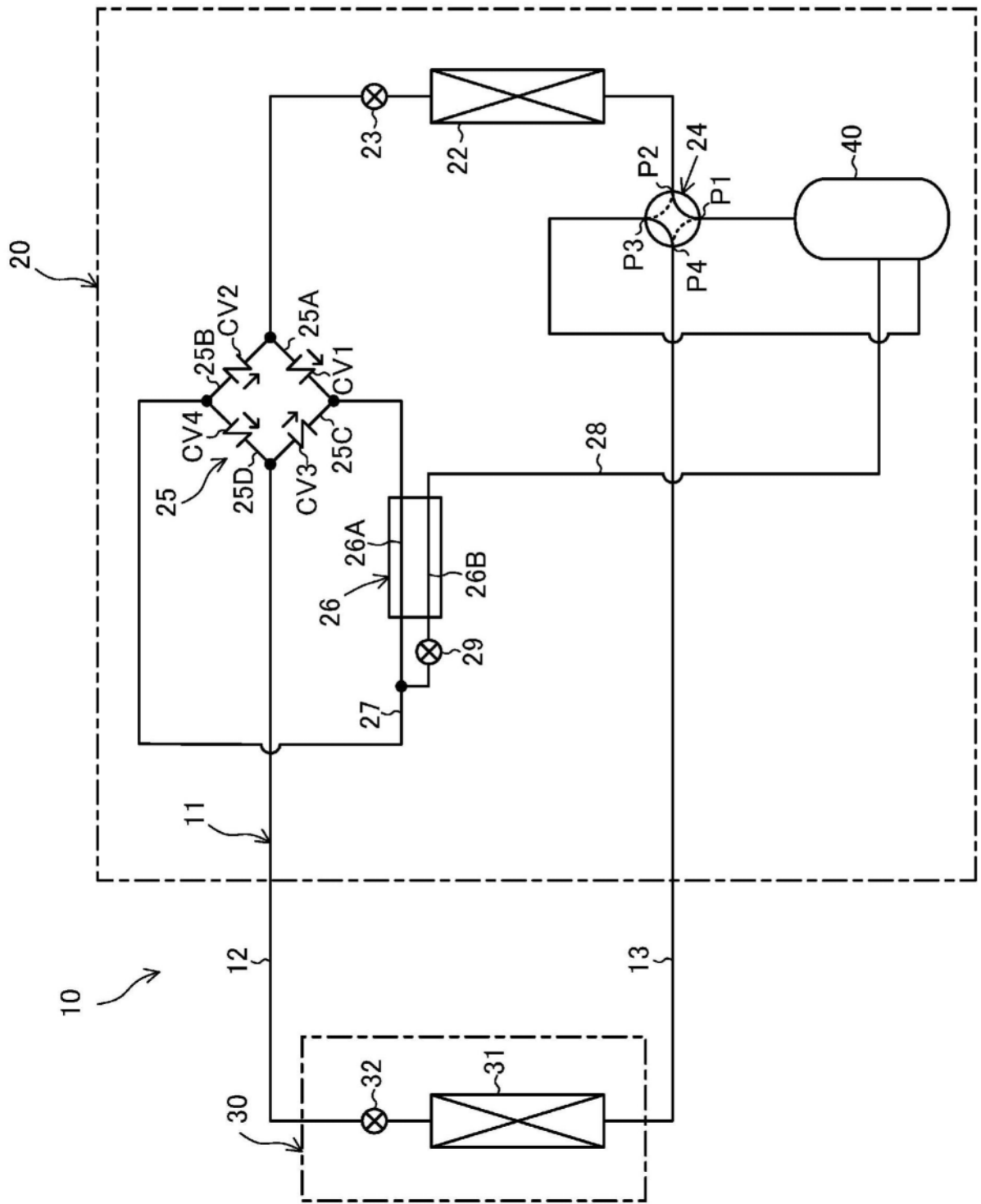


图1

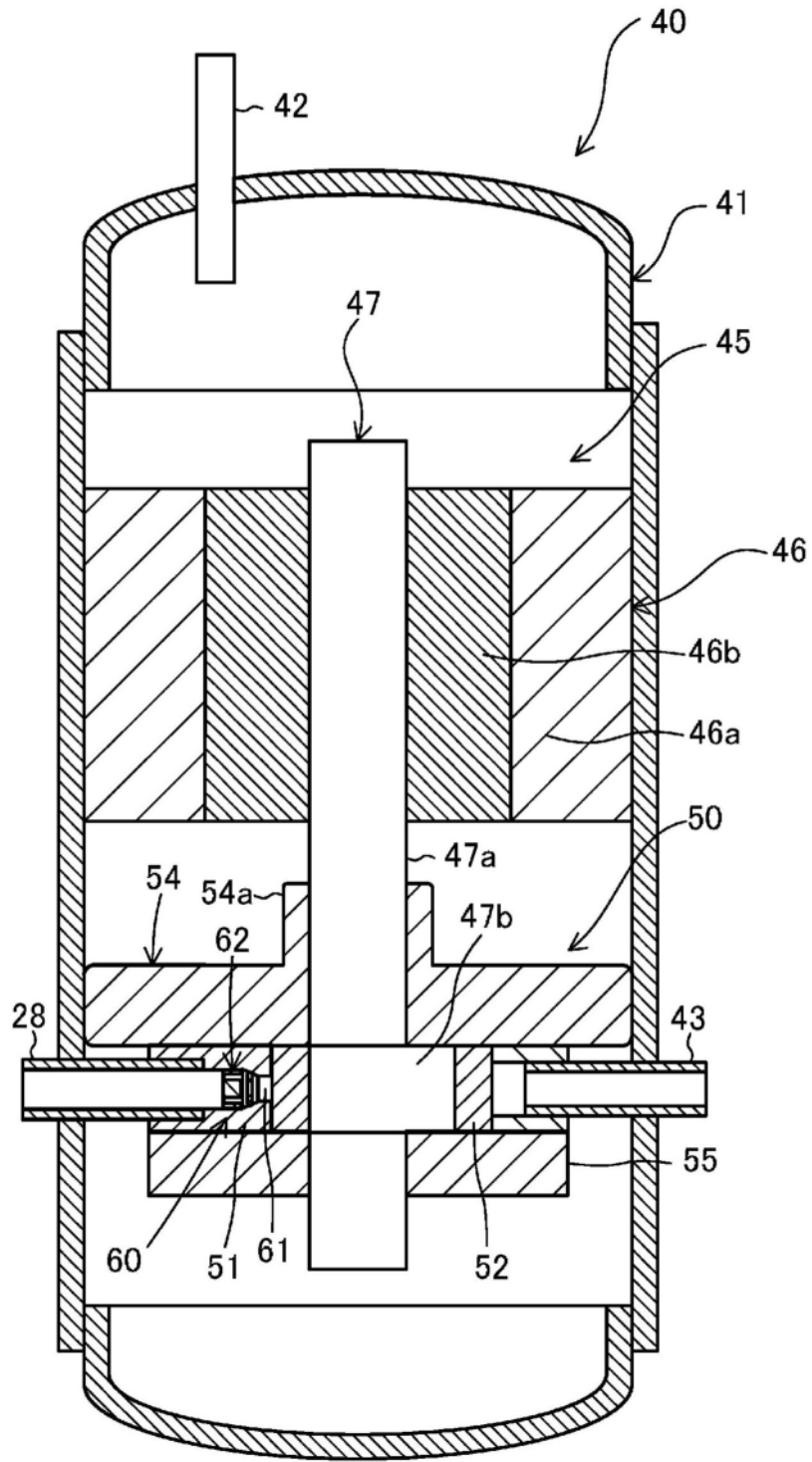


图2

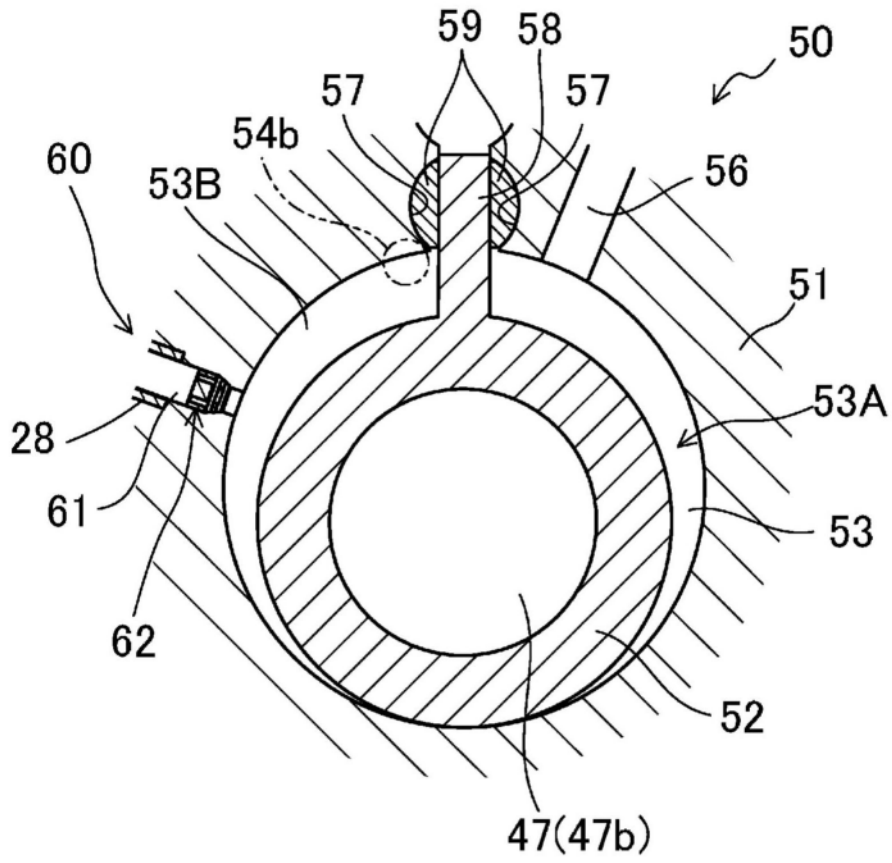


图3

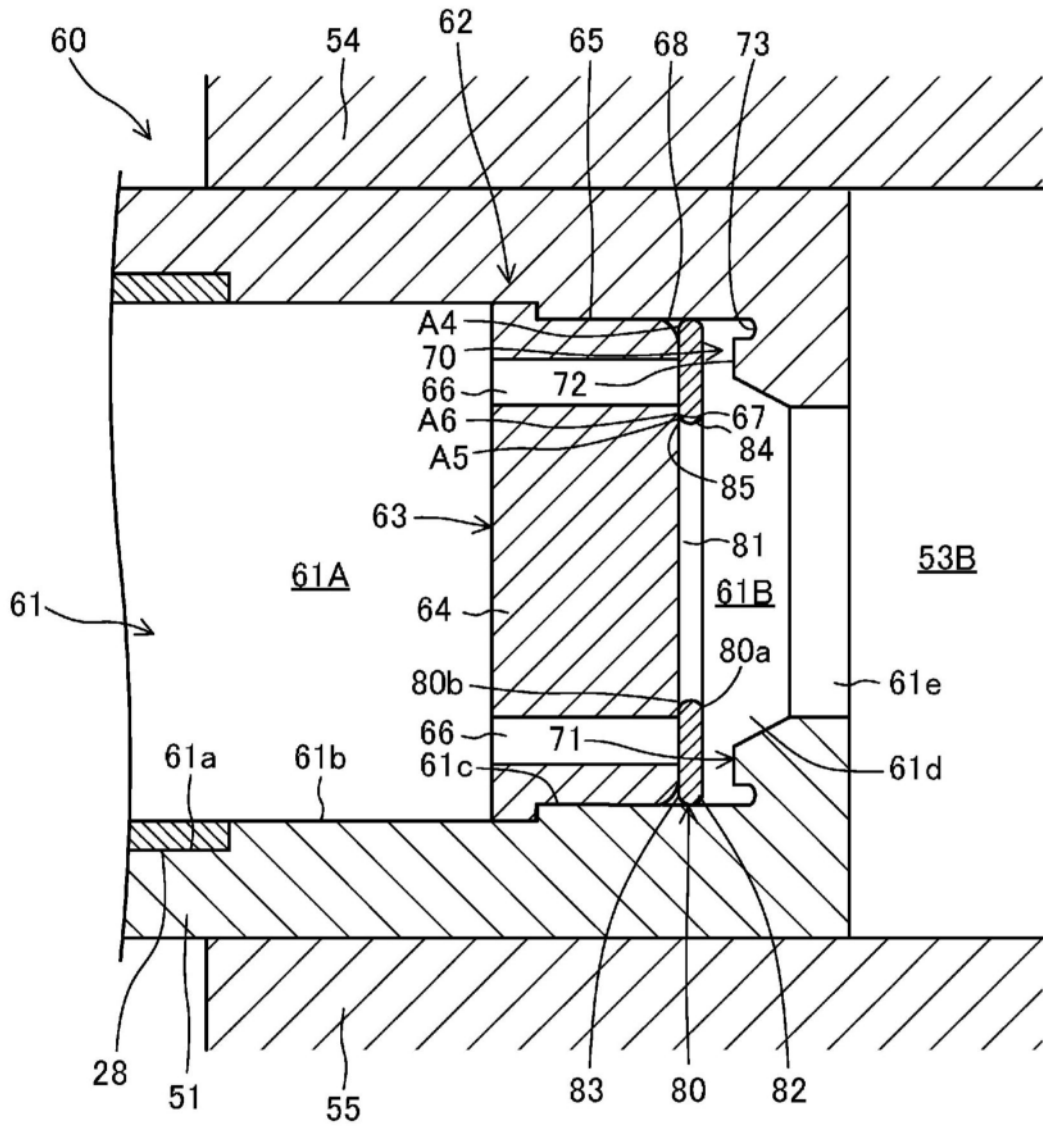


图4

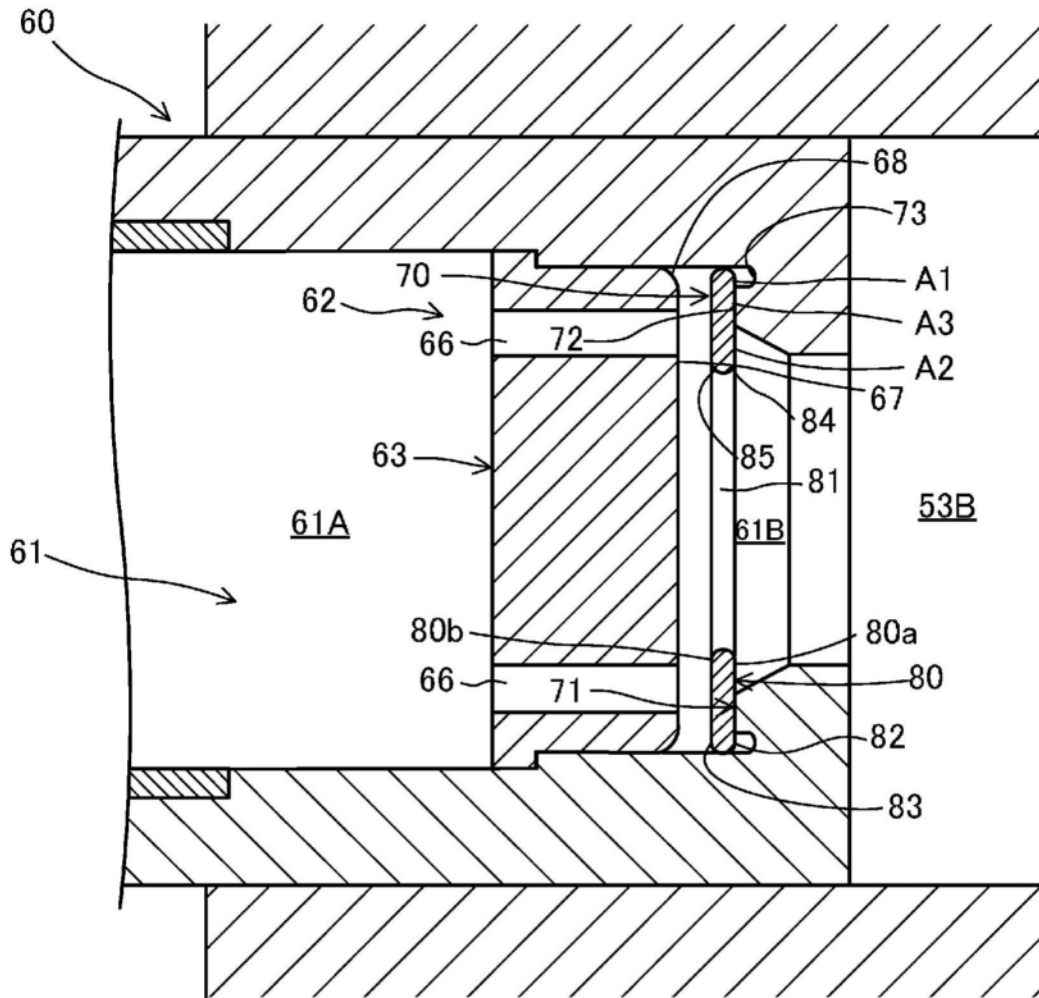


图5

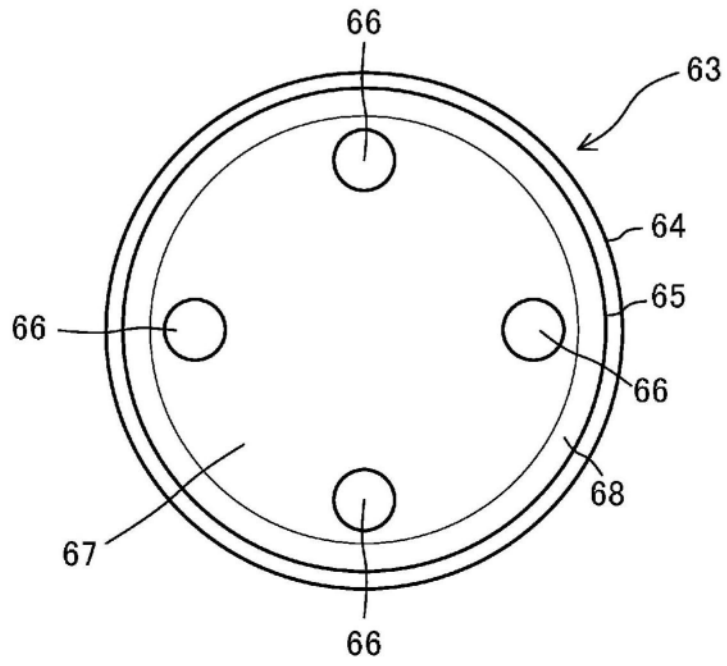


图6

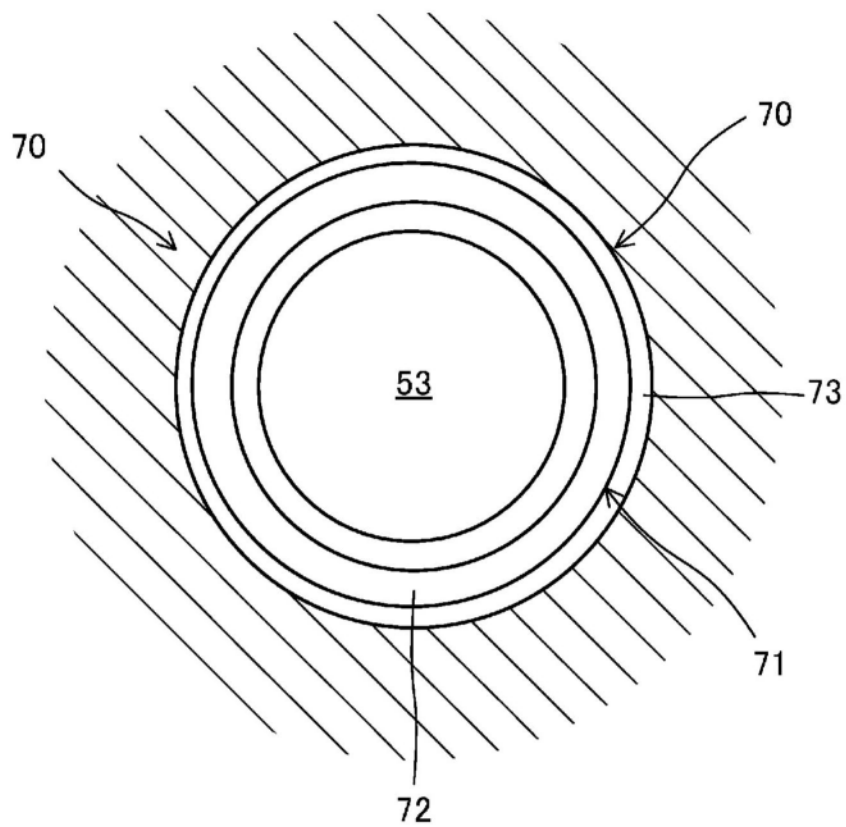


图7

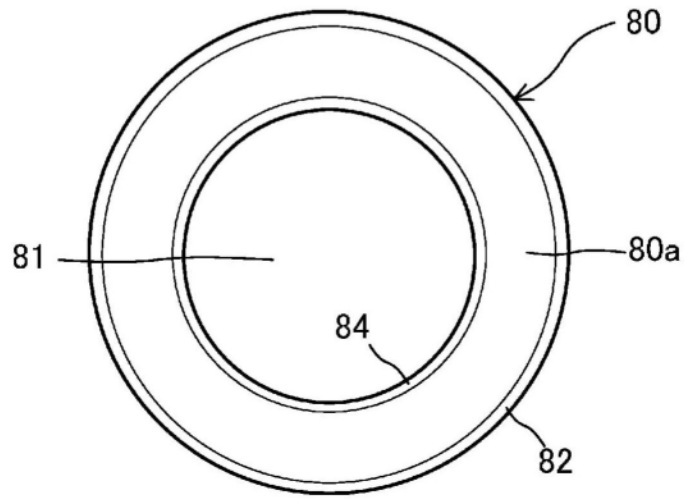


图8

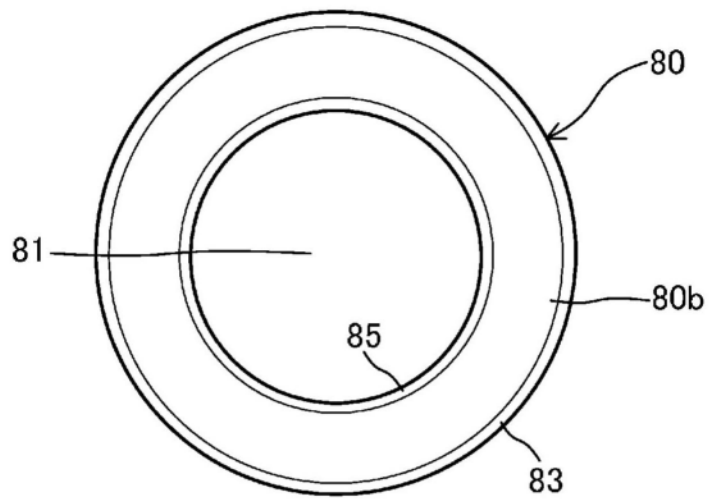


图9

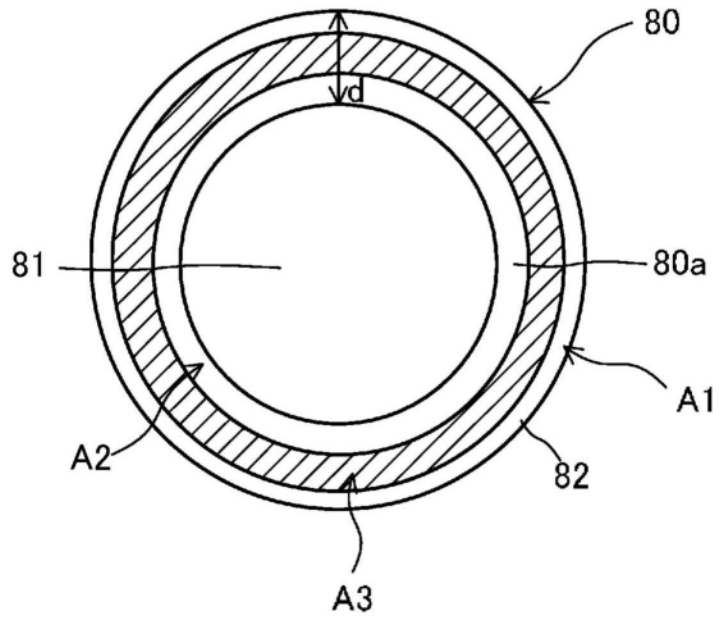


图10

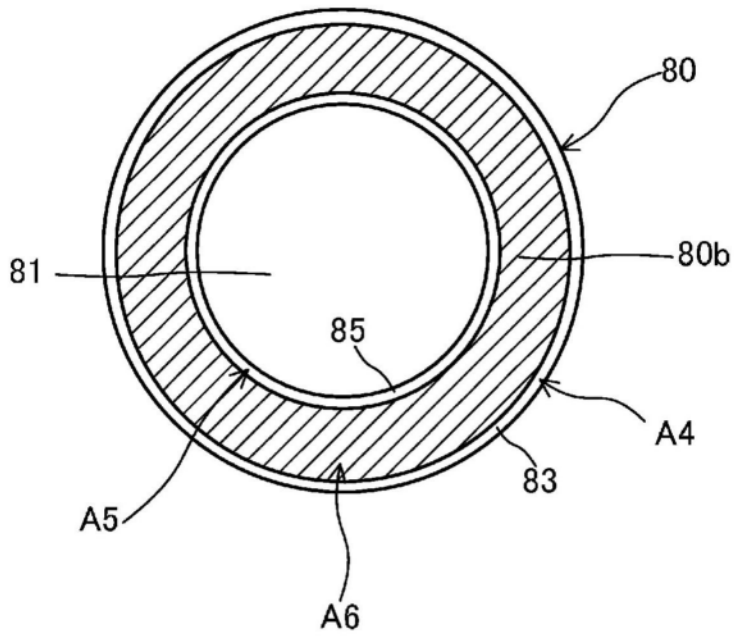


图11

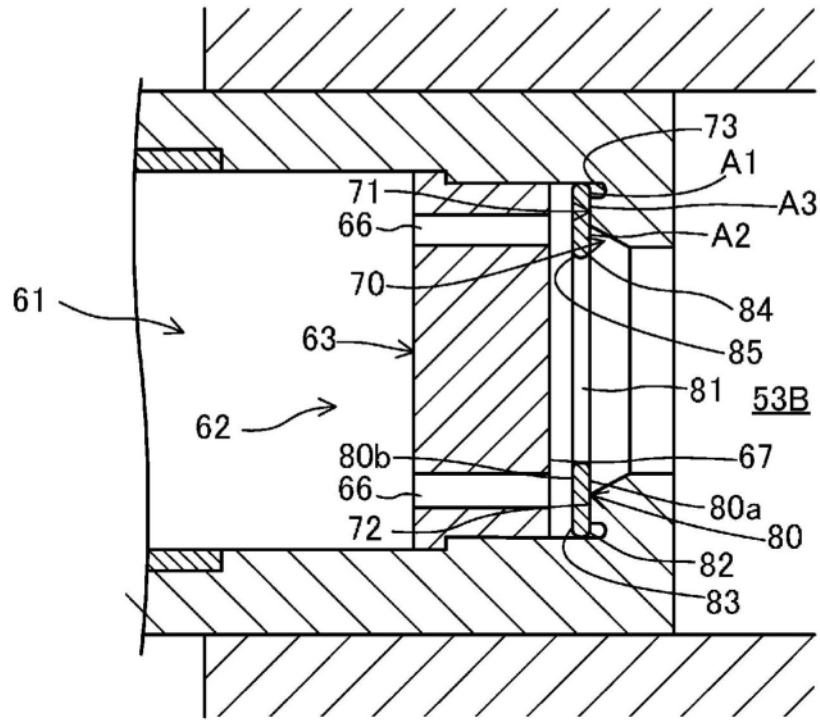


图12

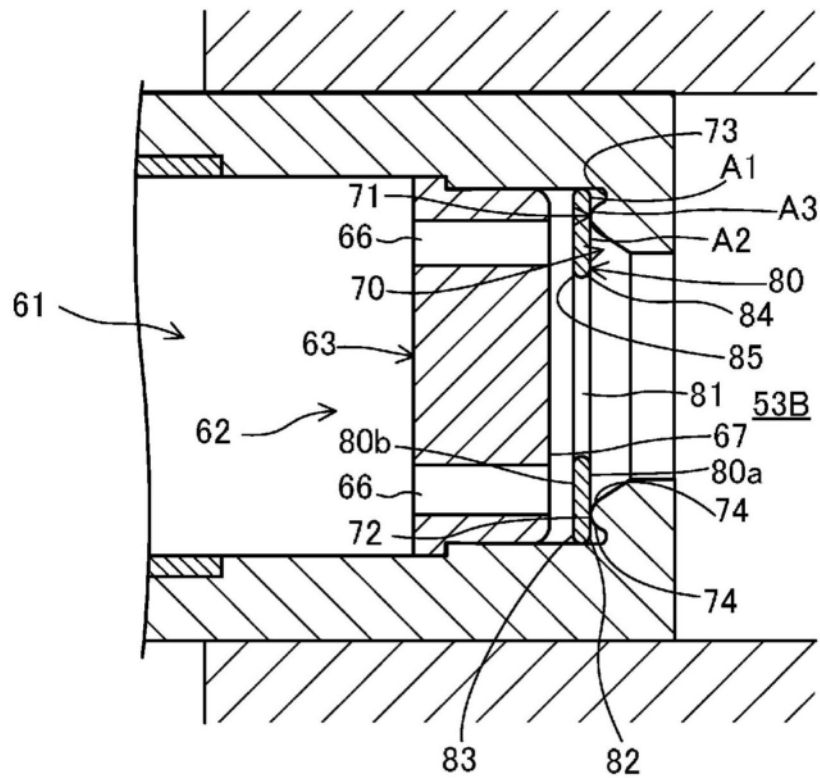


图13

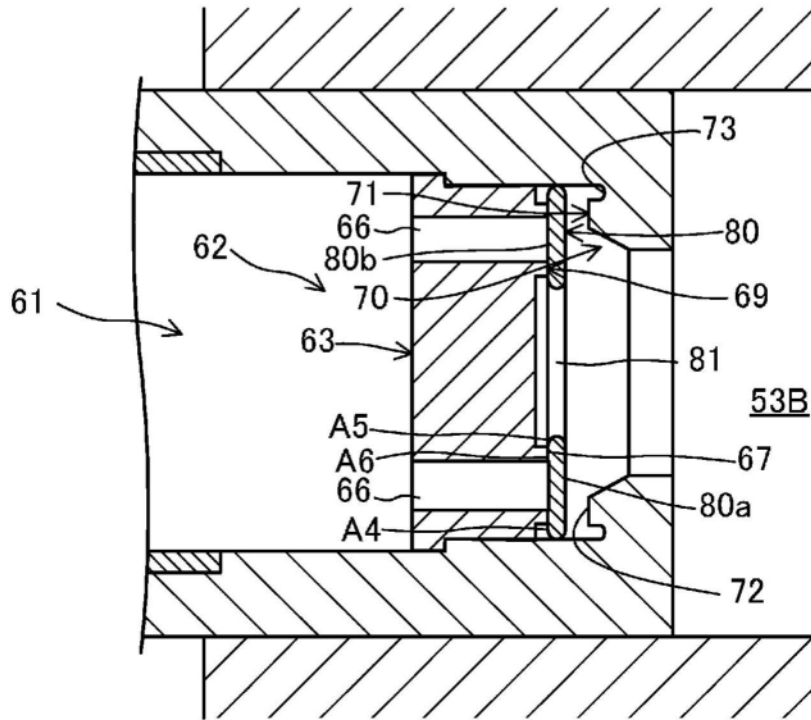


图14

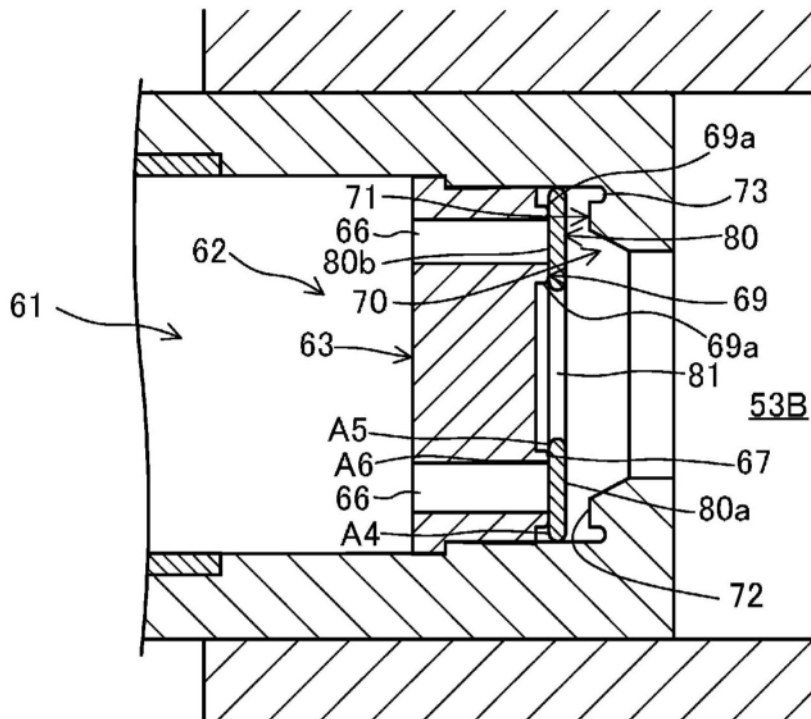


图15

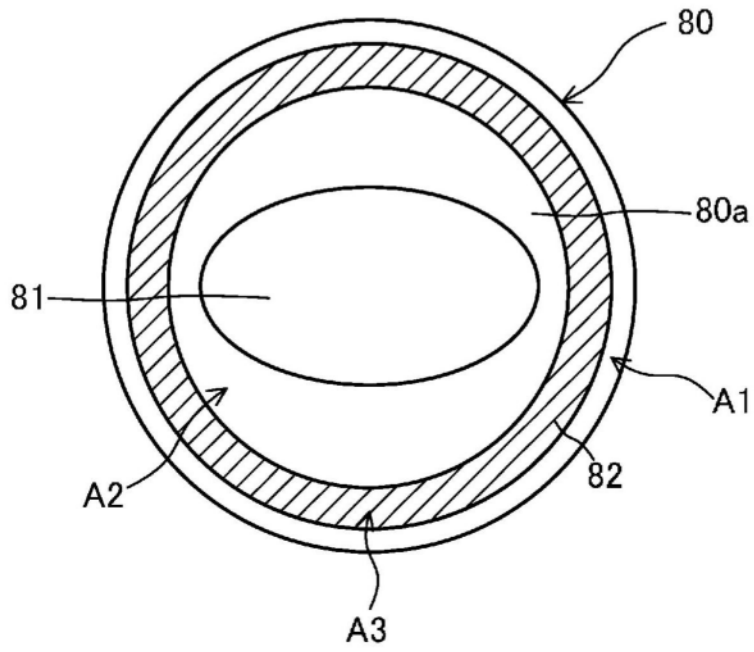


图16

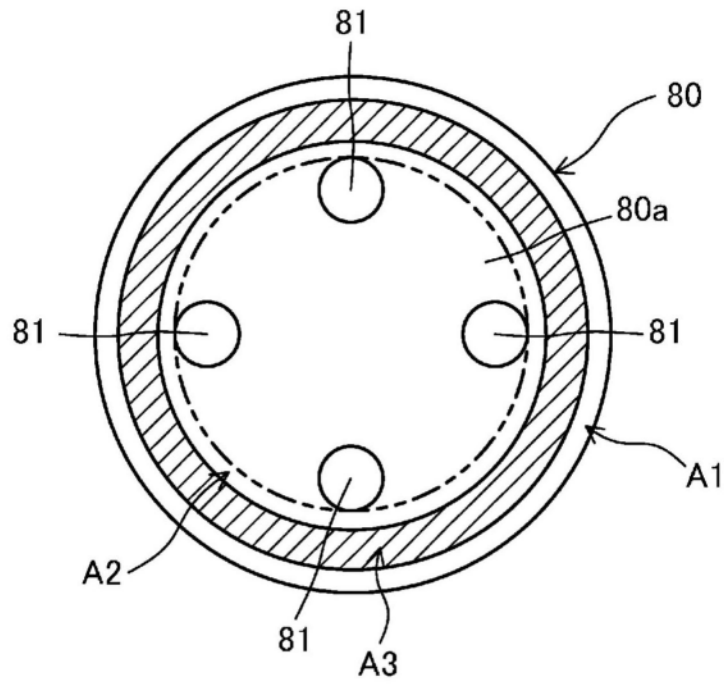


图17

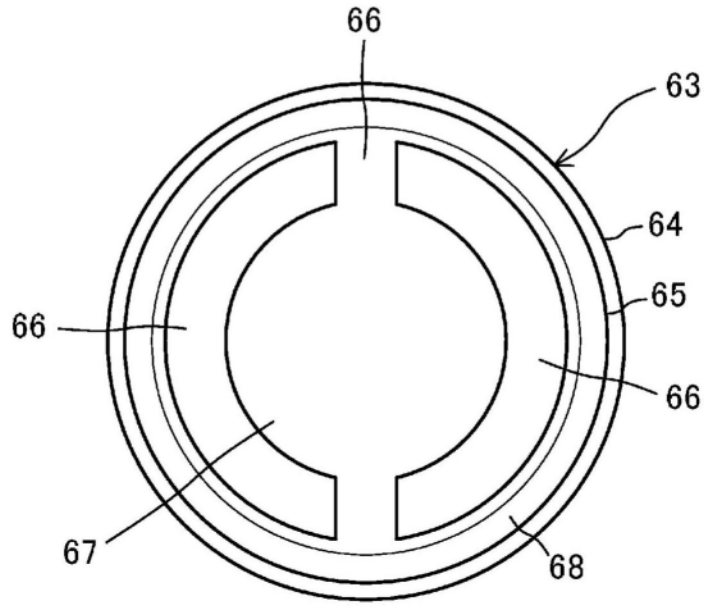


图18

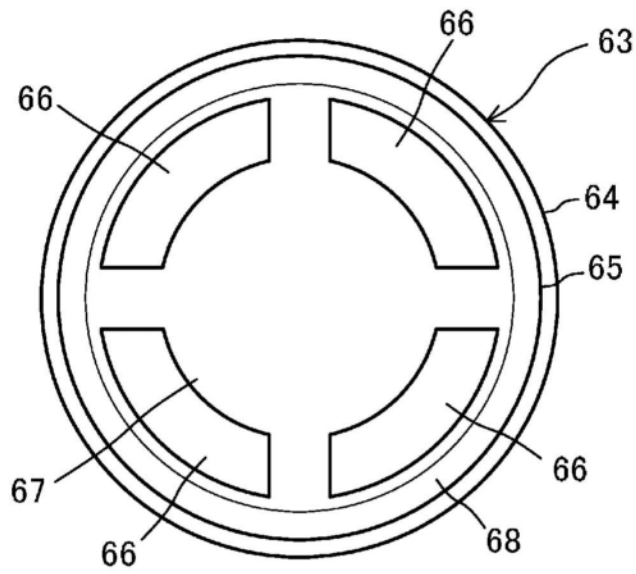


图19