



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 103189650 B

(45) 授权公告日 2015. 09. 02

(21) 申请号 201180052230. 7
 (22) 申请日 2011. 10. 18
 (30) 优先权数据
 2010-245260 2010. 11. 01 JP
 (85) PCT国际申请进入国家阶段日
 2013. 04. 27
 (86) PCT国际申请的申请数据
 PCT/JP2011/005812 2011. 10. 18
 (87) PCT国际申请的公布数据
 W02012/060062 JA 2012. 05. 10
 (73) 专利权人 大金工业株式会社
 地址 日本大阪府大阪市
 (72) 发明人 塚义友 西出洋平 山本昌辉
 (74) 专利代理机构 北京三友知识产权代理有限公司 11127
 代理人 党晓林 王小东

(51) Int. Cl.
F04C 18/02(2006. 01)
 (56) 对比文件
 US 5630712 A, 1997. 05. 20,
 EP 2299117 A2, 2011. 03. 23,
 CN 1670372 A, 2005. 09. 21,
 JP 64-3285 A, 1989. 01. 09,
 EP 1508699 A1, 2005. 02. 23,

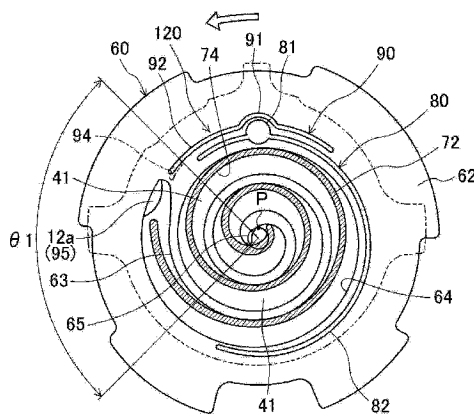
审查员 邹文娟

权利要求书2页 说明书13页 附图15页

(54) 发明名称
 涡旋式压缩机

(57) 摘要

涡旋式压缩机包括：让朝向静涡旋盘 (60) 一侧的推压力作用于动涡旋盘 (70) 的端板部 (71) 背面的推压机构 (42)、让使动涡旋盘 (70) 与静涡旋盘 (60) 分离的反推力作用于动涡旋盘 (70) 的端板部 (71) 正面的反推机构 (80)、充满压力比压缩机构 (40) 的喷气压力低的流体的低压部 (12a、43、44) 以及具有形成在静涡旋盘 (60) 的外缘部 (62) 的滑动面上的连通槽 (90、96、101、102) 的压缩机构 (120)。该连通槽 (90、96、101、102) 在为减小动涡旋盘 (70) 的倾覆力矩的第一旋转角度范围内与低压部 (12a、43、44) 连通, 在第一旋转角度范围以外的第二旋转角度范围内与低压部 (12a、43、44) 则被切断。



1. 一种涡旋式压缩机, 其特征在于: 包括机壳 (20)、压缩机构 (40)、推压机构 (42)、反推机构 (80) 以及调整机构 (120),

所述压缩机构 (40) 安装在所述机壳 (20) 内且包括静涡旋盘 (60) 和动涡旋盘 (70), 该静涡旋盘 (60) 具有端板部 (61)、形成在该端板部 (61) 外周的外缘部 (62) 以及设立于该外缘部 (62) 内部的涡旋齿 (63), 该动涡旋盘 (70) 具有与该静涡旋盘 (60) 的外缘部 (62) 及涡旋齿 (63) 的端部滑动接触的端板部 (71) 和设立于该端板部 (71) 的涡旋齿 (72),

所述推压机构 (42) 使朝向所述静涡旋盘 (60) 一侧的推压力作用于所述动涡旋盘 (70) 的端板部 (71) 背面,

所述反推机构 (80), 让使所述动涡旋盘 (70) 与所述静涡旋盘 (60) 分离的反推力作用于该动涡旋盘 (70) 的端板部 (71) 正面,

所述调整机构 (120) 至少有一个, 该调整机构 (120) 具有充满压力低于所述压缩机构 (40) 的喷气压力的流体的低压部 (12a、43、44) 和形成在所述静涡旋盘 (60) 的外缘部 (62) 的滑动面上的连通槽 (90、96、101、102), 在为减小所述动涡旋盘 (70) 的倾覆力矩的第一旋转角度范围内该连通槽 (90、96、101、102) 与所述低压部 (12a、43、44) 连通, 而在所述第一旋转角度范围以外的第二旋转角度范围内该连通槽 (90、96、101、102) 与所述低压部 (12a、43、44) 被切断,

所述反推机构 (80) 包括形成在所述静涡旋盘 (60) 的外缘部 (62) 的滑动面上、供与所述压缩机构 (40) 的喷气压力相对应的高压润滑油流入的高压槽,

所述连通槽 (90、96) 形成在所述高压槽的径向外侧。

2. 根据权利要求 1 所述的涡旋式压缩机, 其特征在于:

所述高压槽形成为沿静涡旋盘 (60) 的周向延伸的圆弧状,

所述连通槽 (90、96) 形成为与所述高压槽相适配的圆弧状。

3. 根据权利要求 1 或 2 所述的涡旋式压缩机, 其特征在于:

所述调整机构 (120) 包括: 形成在所述动涡旋盘 (70) 的端板部 (71) 的与所述外缘部 (62) 相对的滑动面上的凹部 (94) 和作为将流体吸入所述压缩机构 (40) 的所述低压部的吸入口 (12a), 所述调整机构 (120) 构成为: 当所述动涡旋盘 (70) 转到所述第一旋转角度范围内时, 所述凹部 (94) 的内部位于跨过所述吸入口 (12a) 和所述连通槽 (90) 双方的位置, 而当所述动涡旋盘 (70) 转到所述第二旋转角度范围内时, 所述凹部 (94) 的内部位于与所述吸入口 (12a) 及连通槽 (90) 中之一方或双方被切断的位置。

4. 根据权利要求 1 或 2 所述的涡旋式压缩机, 其特征在于:

所述调整机构 (120) 包括: 形成在所述动涡旋盘 (70) 的端板部 (71) 的外周端部且移动来将所述连通槽 (96) 打开、关闭的封闭部 (71a) 和形成在该封闭部 (71a) 周围的所述低压部 (43), 所述调整机构 (120) 构成为: 当所述动涡旋盘 (70) 转到所述第一旋转角度范围内时, 所述连通槽 (96) 被所述封闭部 (71a) 打开, 该连通槽 (96) 与所述低压部 (43) 连通, 而当所述动涡旋盘 (70) 转到所述第二旋转角度范围内时, 所述连通槽 (96) 被所述动涡旋盘 (70) 上的封闭部 (71a) 覆盖。

5. 根据权利要求 1 或 2 所述的涡旋式压缩机, 其特征在于:

所述调整机构 (120) 包括: 沿轴向贯通所述动涡旋盘 (70) 的端板部 (71) 的通孔 (98) 和与该通孔 (98) 的位于端板部 (71) 背面一侧的开口端连通的所述低压部 (44), 所述调

整机构 (120) 构成为 : 当所述动涡旋盘 (70) 转到所述第一旋转角度范围内时, 所述连通槽 (90、96、101、102) 经所述通孔 (98) 与所述低压部 (44) 连通, 而当所述动涡旋盘 (70) 转到所述第二旋转角度范围内时, 所述连通槽 (90、96、101、102) 与所述通孔 (98) 被切断。

6. 根据权利要求 5 所述的涡旋式压缩机, 其特征在于 :

所述连通槽 (90、96) 包括 : 形状为在轴向上与所述通孔 (98) 的偏心轨迹的一部分相重的扩张圆弧槽 (100),

所述低压部 (44) 形成在观看与所述通孔 (98) 的轴垂直的剖面时包括所述扩张圆弧槽 (100) 的范围内。

涡旋式压缩机

技术领域

[0001] 本发明涉及一种涡旋式压缩机，特别涉及一种防止动涡旋盘倾覆的技术措施。

背景技术

[0002] 现在众人已知涡旋式压缩机属于作为对流体进行压缩的压缩机。例如专利文献 1 中公开了这种涡旋式压缩机。涡旋式压缩机在机壳内安装有静涡旋盘和动涡旋盘相互啮合的压缩机构。动涡旋盘由电动机驱动偏心于静涡旋盘旋转。这样一来，从静涡旋盘的外周侧吸入压缩室的流体便随着该压缩室容积逐渐缩小而逐渐接近静涡旋盘的中心侧喷出口。于是当已对流体进行了压缩的压缩室与喷出口连通时，流体即被从该喷出口喷出。

[0003] 专利文献 1 中公开的涡旋式压缩机中包括将动涡旋盘朝着静涡旋盘一侧推压的推压机构。具体而言，该推压机构使喷气压力（高压压力）作用在动涡旋盘的端板部背面一侧。这样来减少由于压缩室内的气态制冷剂的压力（轴向、径向气体载荷）引起的作用于动涡旋盘的倾覆力矩。

[0004] 另一方面，在上述具有推压机构的结构下，特别是在流体的高低差压较大的运转条件下，作用于动涡旋盘的端板部背面的高压压力会增大。因此，对动涡旋盘的推压力增大，静涡旋盘和动涡旋盘之间的轴向滑动损失增大。

[0005] 于是，为了抑制上述过剩的推压力，在专利文献 1 公开的涡旋式压缩机中设置了反推机构。具体而言，在专利文献 1 公开的反推机构中，在静涡旋盘的外缘部与动涡旋盘的端板部的滑动面上形成了高压引入槽。例如在高低差压较大的运转条件下，若高压润滑油供向高压槽，就会在静涡旋盘和动涡旋盘之间产生使两涡旋盘沿着轴向分离的反推力（疏远力）。其结果是，能够抑制推压机构带来的过剩推压，从而能够减少轴向上的滑动损失。

[0006] 现有技术文献

[0007] 专利文献

[0008] 专利文献 1：日本专利第 3731433 号公报

发明内容

[0009] 一发明要解决的技术问题一

[0010] 受压缩机构的尺寸、形状等的制约会出现上述反推机构不能对动涡旋盘的端板部整个区域均匀地作用反推力的情况。因此，伴随着这样的反推力的不均匀化出现了倾覆力矩根据动涡旋盘的旋转角度发生很大变化的情况。其结果是，即使采用上述反推机构也会出现以下问题：当动涡旋盘转到某一旋转角度范围内时倾覆力矩增大。

[0011] 本发明正是鉴于上述问题点而完成的。其目的在于：提供一种不管动涡旋盘的旋转角度为多少都能够减小倾覆力矩的涡旋式压缩机。

[0012] 一用于解决技术问题的技术方案一

[0013] 第一方面的发明以一种涡旋式压缩机为对象。包括机壳 20、压缩机构 40、推压机构 42、反推机构 80 以及调整机构 120。所述压缩机构 40 安装在所述机壳 20 内且包括静涡

旋盘 60 和动涡旋盘 70, 该静涡旋盘 60 具有端板部 61、形成在该端板部 61 外周的外缘部 62 以及设立于该外缘部 62 内部的涡旋齿 63, 该动涡旋盘 70 具有与该静涡旋盘 60 的外缘部 62 及涡旋齿 63 的端部滑动接触的端板部 71 和设立于该端板部 71 的涡旋齿 72。所述推压机构 42 使朝向所述静涡旋盘 60 一侧的推压力作用于所述动涡旋盘 70 的端板部 71 背面。所述反推机构 80, 让使所述动涡旋盘 70 疏远所述静涡旋盘 60 的反推力作用于该动涡旋盘 70 的端板部 71 正面。所述调整机构 120 至少有一个, 该调整机构 120 具有充满压力低于所述压缩机构 40 的喷气压力的流体的低压部 12a、43、44 和形成在所述静涡旋盘 60 的外缘部 62 的滑动面上的连通槽 90、96、101、102, 在为减小所述动涡旋盘 70 的倾覆力矩的第一旋转角度范围内该连通槽 90、96、101、102 与所述低压部 12a、43、44 连通, 而在所述第一旋转角度范围以外的第二旋转角度范围内该连通槽 90、96、101、102 与所述低压部 12a、43、44 被切断。

[0014] 在第一方面的发明中, 通过动涡旋盘 70 相对于静涡旋盘 60 做公转运动, 就会在形成在两涡旋盘 60、70 之间的压缩室内对流体进行压缩。推压机构 42 让推压力作用于动涡旋盘 70 的端板部 71 背面。这样, 动涡旋盘 70 就会抵抗压缩室内的气体载荷而被朝着静涡旋盘 60 一侧推压过去。其结果是, 能够抑制动涡旋盘 70 倾覆。

[0015] 在例如这样的推压力过剩的情况下, 反推机构 80 让反推力作用于动涡旋盘 70 的端板部 71 正面。也就是说, 反推机构 80 朝着与对所述推压机构 42 的推压力相反的方向将动涡旋盘 70 反推回去。这样一来, 在例如高低差压较大的运转条件下能够抑制对动涡旋盘 70 的推压力过剩。

[0016] 另一方面, 若利用这样的反推机构 80 使反推力作用于动涡旋盘 70 的端板部 71, 那么当动涡旋盘 70 的旋转角度在某一范围内时倾覆力矩就会增大。于是, 在本发明中, 为了减小动涡旋盘 70 的倾覆力矩增大的第一旋转角度范围内的该倾覆力矩而设置了调整机构 120。

[0017] 具体而言, 在调整机构 120 中, 在静涡旋盘 60 的外缘部 62 形成有连通槽 90、96、101、102。当动涡旋盘 70 转到第一旋转角度范围内时, 该连通槽 90、96、101、102 便与低压部 12a、43、44 连通。该低压部 12a、43、44 充满了压力比压缩机构 40 的喷气压力低 (例如压缩机构 40 的吸气压力、该吸气压力和喷气压力之间的中压压力的流体)。因此, 当连通槽 90、96、101、102 与低压部 12a、43、44 连通时, 连通槽 90、96、101、102 内的压力也会下降。其结果是动涡旋盘 70 的端板部 71 被吸引到静涡旋盘 60 的外缘部 62 一侧。也就是说, 借助连通槽 90、96、101、102 的压力下降, 负压会作用于动涡旋盘 70 的端板部 71。这样, 在第一旋转角度范围内动涡旋盘 70 就被吸引到静涡旋盘 60 一侧, 而能够减小倾覆力矩。这样一来, 在第一旋转角度范围内动涡旋盘 70 的倾覆力矩被抵消。

[0018] 另一方面, 当动涡旋盘 70 转到第一旋转角度范围以外的第二旋转角度范围 (即从动涡旋盘旋转一周 360° 的旋转角度范围减去第一旋转角度范围后得到的旋转角度范围) 内时, 连通槽 90、96、101、102 与低压部 12a、43、44 便被切断。因此, 由于在该旋转角度范围内连通槽 90、96、101、102 的内压不下降, 所以不会出现调整机构 120 积极地使动涡旋盘 70 的倾覆力矩减小的现象。

[0019] 在第一方面的发明中, 所述反推机构 80 包括形成在所述静涡旋盘 60 的外缘部 62 的滑动面上, 包括供对应于所述压缩机构 40 的喷气压力的高压润滑油流入的高压槽, 所述

连通槽 90、96 形成在所述高压槽的径向外侧。

[0020] 在第一方面发明的反推机构 80 中,在静涡旋盘 60 的外缘部 62 的滑动面上形成有圆弧状高压槽。当高压润滑油流入该高压槽时,反推力会作用于面对该高压槽之部位(动涡旋盘 70 的端板部 71 正面的一部分)。另一方面,用于减小倾覆力矩的连通槽 90、96 形成在静涡旋盘 60 的外缘部 62 滑动面上高压槽的径向外侧。这样设置高压槽及连通槽 90、96 以后,就是在万一高压槽内的润滑油流到静涡旋盘 60 的径向外侧的情况下,也能够将该润滑油回收到连通槽 90、96 内。

[0021] 在第二方面的发明中,高压槽形成为圆弧状。因此反推力会作用在动涡旋盘 70 的端板部 71 较大的范围内。另一方面,连通槽 90、96 形成为与高压槽相适配的圆弧状。因此,在高压槽内的润滑油朝着静涡旋盘 60 的径向外侧流出的情况下也易于将该润滑油回收到连通槽 90、96 内。

[0022] 第三方面的发明是这样的,在第一到第二方面任一方面的发明中,所述调整机构 120 包括:形成在所述动涡旋盘 70 的端板部 71 的与所述外缘部 62 相对的滑动面上的凹部 94 和作为将流体吸入所述压缩机构 40 的所述低压部的吸入口 12a,所述调整机构 120 构成为:当所述动涡旋盘 70 转到所述第一旋转角度范围时,所述凹部 94 的内部位于跨过所述吸入口 12a 和所述连通槽 90 双方的位置,而当所述动涡旋盘 70 转到所述第二旋转角度范围内时,所述凹部 94 的内部位于与所述吸入口 12a 及连通槽 90 中之一方或双方被切断的位置。

[0023] 在第三方面发明的调整机构 120 中,在动涡旋盘 70 的端板部 71 的滑动面上形成有凹部 94。因此,当动涡旋盘 70 做公转运动时,凹部 94 也会与端板部 71 一起做公转运动。当动涡旋盘 70 转到第一旋转角度范围内时,凹部 94 会移动到跨越压缩机构 40 的吸入口 12a 和连通槽 90 双方的位置。于是,连通槽 90 便经凹部 94 的内部空间与吸入口 12a 连通。这样一来,连通槽 90 内部的压力下降,动涡旋盘 70 会被朝着静涡旋盘 60 一侧吸引过去。

[0024] 当动涡旋盘 70 转到第二旋转角度范围内时,凹部 94 则移动到不与连通槽 90、吸入口 12a 连通的位置。因此,在第二旋转角度范围内不会出现连通槽 90 的内压下降的情况。

[0025] 第四方面的发明是这样的,在第一到第二方面任一方面的发明中,所述调整机构 120 包括:形成在所述动涡旋盘 70 的端板部 71 的外周端部且移动来将所述连通槽 96 打开、关闭的封闭部 71a 和形成在该封闭部 71a 周围的所述低压部 43,所述调整机构 120 构成为:当所述动涡旋盘 70 转到所述第一旋转角度范围内时,所述连通槽 96 被所述封闭部 71a 打开,该连通槽 96 与所述低压部 43 连通,而当所述动涡旋盘 70 转到所述第二旋转角度范围内时,所述连通槽 96 被所述动涡旋盘 70 上的封闭部 71a 覆盖。

[0026] 在第四方面的发明中,借助封闭部 71a 伴随着动涡旋盘 70 的公转运动而移动来调整连通槽 96 的压力。具体而言,当动涡旋盘 70 转到第一旋转角度范围内时,连通槽 96 则被封闭部 71a(动涡旋盘 70 的端板部 71 的外周端部)打开。于是,连通槽 96 与封闭部 71a 周围的低压部 43 连通。这样一来,连通槽 96 内部的压力下降,动涡旋盘 70 会被朝着静涡旋盘 60 一侧吸引过去。

[0027] 当动涡旋盘 70 转到第二旋转角度范围内时,连通槽 96 则被封闭部 71a 封闭而与低压部 43 切断。因此,在第二旋转角度范围内不会出现连通槽 96 的内压下降的情况。

[0028] 第五方面的发明是这样的,在第一到第二方面任一方面的发明中,所述调整机构 120 包括:沿轴向贯通所述动涡旋盘 70 的端板部 71 的通孔 98 和与该通孔 98 的位于端板部 71 背面一侧的开口端连通的所述低压部 44,所述调整机构 120 构成为:当所述动涡旋盘 70 转到所述第一旋转角度范围时,所述连通槽 90、96、101、102 经所述通孔 98 与所述低压部 44 连通,而当所述动涡旋盘 70 转到所述第二旋转角度范围内时,所述连通槽 90、96、101、102 与所述通孔 98 被切断。

[0029] 在第五方面的发明中,借助通孔 98 伴随着动涡旋盘 70 的公转运动而移动来调整连通槽 90、96、101、102 的压力。具体而言,当动涡旋盘 70 转到第一旋转角度范围内时,连通槽 90、96、101、102 经通孔 98 与低压部 44 连通。这样一来,连通槽 90、96、101、102 内部的压力下降,动涡旋盘 70 会被朝着静涡旋盘 60 一侧吸引过去。

[0030] 当动涡旋盘 70 转到第二旋转角度范围内时,连通槽 90、96、101、102 与通孔 98 被切断。这样一来,连通槽 90、96、101、102 和低压部 44 就被切断。因此,在第二旋转角度范围内不会出现连通槽 90、96、101、102 的内压下降的情况。

[0031] 第六方面的发明是这样的,在第五方面的发明中,所述连通槽 90、96 包括:形状为沿轴向与所述通孔 98 的偏心轨迹的一部分相重的扩张圆弧槽 100,所述低压部 44 形成在观看与所述通孔 98 的轴垂直的剖面时包括所述扩张圆弧槽 100 的范围内。

[0032] 在第六方面的发明中,在所述连通槽 90、96 中设置有扩张圆弧槽 100。该扩张圆弧槽 100 呈包括伴随着动涡旋盘 70 的公转运动而偏心旋转的通孔 98 的偏心轨迹的一部分的圆弧状。因此,能够根据该扩张圆弧槽 100 的圆弧长度来加长连通槽 90、96 和通孔 98 连通的时间。这样一来,将连通槽 90、96 保持为低压的时间也会加长,进一步而言将动涡旋盘 70 朝着静涡旋盘 60 一侧吸引过去的时间也会加长。

[0033] 一发明的效果一

[0034] 根据本发明,在静涡旋盘 60 的外缘部 62 的滑动面上形成连通槽 90、96、101、102,做到了当动涡旋盘 70 转到第一旋转角度范围时使该连通槽 90、96、101、102 与低压部 12a、43、44 连通。因此,在倾覆力矩由于反推机构 80 的反推力而增大的旋转角度范围(即第一旋转角度范围)内也能够将动涡旋盘 70 朝着静涡旋盘 60 一侧吸引过去。其结果是,能够避免出现倾覆力矩根据动涡旋盘 70 的旋转角度而增大的情况。

[0035] 这样做而能够防止动涡旋盘 70 倾覆以后,就能够避免动涡旋盘 70 和静涡旋盘 60 之间的间隙增大,从而能够防止例如制冷剂从这样的间隙里漏出去;无需为填埋这样的间隙而提供大量的油;借助大量的油从这样的间隙流入压缩室还能够避免所吸入的制冷剂被过度地加热,即还能够避免所谓的制冷剂的吸入过热现象。

[0036] 在本发明中,因为将连通槽 90、96 布置在反推机构即高压槽的径向外侧,所以能够将高压槽朝着径向外侧流出的油回收到连通槽 90、96 内部。这样就能够抑制例如高压槽内的油朝着动涡旋盘 70 的外周一侧流出。万一油流到了动涡旋盘 70 的外周一侧,那么在让动涡旋盘 70 公转之际相对于动涡旋盘 70 或者例如十字联轴节等而言该油就变成了阻力。其结果是,让动涡旋盘 70 公转所需要的动力会增大。但是,如上所述,通过将高压槽内的油回收到连通槽 90、96 内能够减少这样的油流出所引起的动力损失。

[0037] 特别是,在第二方面的发明中,使高压槽形成为圆弧状,在其径向外侧形成有与高压槽相适配的连通槽 90、96。因此,能够进一步可靠地将高压槽内朝着径向外侧流出的油

回收到连通槽 90、96 内。

[0038] 在第三方面的发明中,在动涡旋盘 70 的滑动面上形成凹部 94,使连通槽 90 和吸入口 12a 经该凹部 94 连通。因此,在倾覆力矩易于增大的旋转角度(即第一旋转角度)内能够可靠地降低连通槽 90 内的压力。而且,如上所述,从高压槽流出的油补充到连通槽 90 内的情况下,能够让该油经凹部 94 返回压缩机构 40 的吸入口 12a。因此,可以用已返回吸入口 12a 的油对压缩室内各滑动部进行润滑、或对间隙进行密封等。

[0039] 在第四方面的发明中,利用了动涡旋盘 70 的端板部 71 的外周端部的封闭部 71a 以后,很容易地就能够根据动涡旋盘 70 的公转状况打开或关上连通槽 96。也就是说,在本发明中,用一较简单的结构便能够防止动涡旋盘 70 倾覆。

[0040] 在第五方面的发明中,通过在动涡旋盘 70 的端板部 71 形成通孔 98,利用较容易的加工便能够使连通槽 90、96、101、102 内的压力下降。特别是,在第六方面的发明中,在连通槽 90、96 中形成有扩张圆弧槽 100,所以可利用该扩张圆弧槽 100 的圆弧长度调整连通槽 90、96 和通孔 98 的连通时间。因此,能够更加正确地减小伴随着动涡旋盘 70 的公转所引起的局部倾覆力矩增大。

附图说明

[0041] 图 1 是第一实施方式中涡旋式压缩机的纵向剖视图。

[0042] 图 2 是第一实施方式中涡旋式压缩机的主要部分的纵向剖视图。

[0043] 图 3 在第一实施方式的静涡旋盘的仰视图中示出动涡旋盘的一部分且示出动涡旋盘的旋转角度约 0° 之状态。

[0044] 图 4 在第一实施方式的静涡旋盘的仰视图中示出动涡旋盘的一部分且示出动涡旋盘的旋转角度约 90° 之状态。

[0045] 图 5 在第一实施方式的静涡旋盘的仰视图中示出动涡旋盘的一部分且示出动涡旋盘的旋转角度约 135° 之状态。

[0046] 图 6 是第二实施方式中涡旋式压缩机的主要部分的纵向剖视图,且是示出动涡旋盘的旋转角度约 0° 之状态的图。

[0047] 图 7 是在第二实施方式的静涡旋盘的仰视图中示出动涡旋盘的一部分且示出动涡旋盘的旋转角度约 0° 之状态的图。

[0048] 图 8 是第二实施方式中涡旋式压缩机的主要部分的纵向剖视图,且是示出动涡旋盘的旋转角度约 90° 之状态的图。

[0049] 图 9 在第二实施方式的静涡旋盘的仰视图中示出动涡旋盘的一部分且示出动涡旋盘的旋转角度约 90° 之状态。

[0050] 图 10 是第三实施方式中涡旋式压缩机的主要部分的纵向剖视图,且是示出动涡旋盘的旋转角度约 270° 之状态的图。

[0051] 图 11 在第三实施方式的静涡旋盘的仰视图中示出动涡旋盘的一部分且示出动涡旋盘的旋转角度约 270° 之状态。

[0052] 图 12 是第三实施方式中涡旋式压缩机的主要部分的纵向剖视图,且是示出动涡旋盘的旋转角度约 90° 之状态的图。

[0053] 图 13 在第三实施方式的静涡旋盘的仰视图中示出动涡旋盘的一部分且示出动涡

旋盘的旋转角度约 90° 之状态。

[0054] 图 14 是第三实施方式的变形例 1 所涉及的调整机构及反推机构的示意图。

[0055] 图 15 是第三实施方式的变形例 2 所涉及的调整机构及反推机构的示意图。

[0056] 图 16 是第三实施方式的变形例 3 所涉及的调整机构及反推机构的示意图。

[0057] 图 17 在其它实施方式的静涡旋盘的仰视图中示出动涡旋盘的一部分且示出动涡旋盘的旋转角度约 90° 之状态。

具体实施方式

[0058] 下面参照附图详细说明本发明的实施方式。

[0059] (发明的第一实施方式)

[0060] 第一实施方式所涉及的涡旋式压缩机 10 连接在制冷装置的制冷剂回路中。也就是说,制冷装置通过在涡旋式压缩机 10 中已被压缩的制冷剂在制冷剂回路中循环而进行蒸汽压缩式制冷循环。

[0061] 如图 1 及图 2 所示,涡旋式压缩机 10 包括机壳 20 与安装在该机壳 20 内的电动机 30 和压缩机构 40。机壳 20 形成为较高的圆筒状,构成密闭拱顶。

[0062] 电动机 30 构成让驱动轴 11 旋转来驱动压缩机构 40 的驱动机构。电动机 30 包括固定在机壳 20 上的定子 31、布置在该定子 31 内侧的转子 32。驱动轴 11 插入该转子 32 中而将转子 32 固定在该驱动轴 11 上。

[0063] 机壳 20 的底部构成为贮存润滑油的贮油部 21。吸气管 12 插在机壳 20 的上部,喷气管 13 连结在机壳 20 的中央部位。

[0064] 在机壳 20 中,在电动机 30 的上方固定有固定部件 50,且在该固定部件 50 的上方设置有压缩机构 40。喷气管 13 的流入端布置在电动机 30 和固定部件 50 之间。

[0065] 驱动轴 11 在机壳 20 中沿着上下方向布置,且包括主轴部 14、连结在该主轴部 14 上端的偏心部 15。主轴部 14 的下部由固定于机壳 20 上的下部轴承 22 支承,主轴部 14 的上部贯穿固定部件 50 由该固定部件 50 的上部轴承 51 支承。

[0066] 压缩机构 40 包括固定在固定部件 50 的上表面的静涡旋盘 60 和与该静涡旋盘 60 啮合的动涡旋盘 70。动涡旋盘 70 位于静涡旋盘 60 和固定部件 50 之间且设置在该固定部件 50 上。

[0067] 固定部件 50 在其外周部位形成有环状部 52,且在其中央部位的上部形成有大径凹部 53 而形成中央部分凹陷的碟状,大径凹部 53 的下方形成在上部轴承 51 上。固定部件 50 被压入固定在机壳 20 上,机壳 20 的内周面和固定部件 50 上的环状部 52 的外周面绕整个周面气密性密封。所述固定部件 50 将机壳 20 的内部划分为安装压缩机构 40 的安装空间即上部空间 23 和安装电动机 30 的安装空间即下部空间 24。

[0068] 静涡旋盘 60 构成固定在固定部件 50 上的静止部件。静涡旋盘 60 包括端板 61、连续形成在该端板 61 的外周的外缘部 62 以及在该外缘部 62 内侧立设在端板 61 正面(图 1 及图 2 中的下表面)的涡旋齿 63。端板 61 形成为近似圆板状。外缘部 62 形成为从端板 61 开始朝着下方突出。涡旋齿 63 形成为涡旋状(渐开线状)(参照图 3)。外缘部 62 的端面 62a 和涡旋齿 63 的端面 63a 形成为大致齐平。

[0069] 动涡旋盘 70 构成相对于静涡旋盘 60 做公转运动的活动部件。动涡旋盘 70 包括

端板 71、形成在该端板 71 正面（图 1 及图 2 中的上表面）的涡旋状（渐开线状）涡旋齿 72 以及形成在端板 71 背面中心部位的筒状凸缘部 73。驱动轴 11 的偏心部 15 插在凸缘部 73 中。这样动涡旋盘 70 便经驱动轴 11 与电动机 30 连结。

[0070] 压缩机构 40 构成为：动涡旋盘 70 的涡旋齿 72 与静涡旋盘 60 的涡旋齿 63 相啮合。压缩机构 40 在两涡旋齿 63、72 的接触部之间形成有压缩室 41。也就是说，如图 3 所示，静涡旋盘 60 在外缘部 62 与涡旋齿 63 之间或相邻涡旋齿 63 之间形成有涡旋齿槽 64。动涡旋盘 70 在相邻涡旋齿 72 之间形成有涡旋齿槽 74。压缩机构 40 在这些涡旋齿槽 64、74 内部形成所述压缩室 41。

[0071] 在静涡旋盘 60 的外缘部 62 形成有吸入口 12a。吸入口 12a 上连接着吸气管 12 的下游端。在静涡旋盘 60 端板 61 的中央部位形成有喷出口 65。在静涡旋盘 60 的端板 61 背面（图 1 及图 2 中的上表面）形成有喷出口 65 朝着它敞开口的高压腔室 66。高压腔室 66 经形成在静涡旋盘 60 的端板 61 及固定部件 50 上的通路（图示省略）与下部空间 24 连通。这样下部空间 24 就成为压力相当于压缩机构 40 的喷出制冷剂的压力的空间。

[0072] 在驱动轴 11 的内部形成有从下端延伸到上端的供油通路 16。驱动轴 11 的下端部浸渍在贮油部 21 内。供油通路 16 将贮油部 21 里的润滑油供向下部轴承 22、上部轴承 51 及凸缘部 73 等的滑动面。供油通路 16 朝着驱动轴 11 的上端面敞开口，也朝着驱动轴 11 的上方提供润滑油。

[0073] 虽未图示，在固定部件 50 上的环状部 52 且其内周部的上表面设置有密封部件。密封部件气密性地划分大径凹部 53，供高压润滑油流动的供油通路 16 与该大径凹部 53 连通。这样，大径凹部 53 的内部就成为压力相当于压缩机构 40 的喷出制冷剂的压力的空间，即在大径凹部 53 的内部形成有背压部 42。背压部 42 构成让高压压力作用于动涡旋盘 70 的端板 71 背面而将动涡旋盘 70 推向静涡旋盘 60 一侧的推压机构。

[0074] 在密封部件的外周一侧划分出形成中压空间的中压部 43。也就是说，中压部 43 是压力在压缩机构 40 的吸气压力和喷气压力之间的中压空间。中压部 43 包括动侧压力部 44 和静侧压力部 45。动侧压力部 44 从动涡旋盘 70 的端板 71 背面的一部分即端板 71 的外周部形成到端板 71 的侧面。也就是说，动侧压力部 44 形成在背压部 42 外侧，靠中压将动涡旋盘 70 推向静涡旋盘 60。

[0075] 静侧压力部 45 形成在上部空间 23 中静涡旋盘 60 的外侧，经静涡旋盘 60 的端板 61 的外缘部 62 和机壳 20 之间的间隙与动侧压力部 44 连通。

[0076] 此外，固定部件 50 上形成有阻止动涡旋盘 70 自转的自转阻止部件 46。自转阻止部件 46 例如由十字联轴节构成，设置在固定部件 50 的环状部 52 的上表面，可滑动地嵌入动涡旋盘 70 的端板 71 和固定部件 50 中。

[0077] 在静涡旋盘 60 和动涡旋盘 70 上形成有将中压制冷剂供向中压部 43 的调整槽 47。该调整槽 47 由形成在静涡旋盘 60 上的一次通路 48 和形成在动涡旋盘 70 上的二次通路 49 构成。该一次通路 48 形成在静涡旋盘 60 的外缘部 62 的下表面，内端朝着外缘部 63 的内端敞开口，和动涡旋盘 70 的涡旋齿 72 与外缘部 63 接触而形成的中压压缩室 41 连通。

[0078] 另一方面，所述二次通路 49 在动涡旋盘 70 的端板 71 的外周部从正面贯通形成到背面，上端与所述一次通路 48 的外端部间断地连通，下端与动涡旋盘 70 和固定部件 50 之间的所述中压部 43 连通。也就是说，中压制冷剂从所述中压压缩室 41 供向所述中压部 43，

该中压部 43 成为规定的中压空间。

[0079] 如图 3 所示,在静涡旋盘 60 上形成有高压侧油槽 80。具体而言,高压侧油槽 80 形成在静涡旋盘 60 的外缘部 62 正面,也就是说静涡旋盘 60 的相对于动涡旋盘 70 的端板 71 的滑动面上。高压侧油槽 80 包括纵向孔 81 和周向槽 82。纵向孔 81 形成为圆形,朝着动涡旋盘 70 的端板 71 敞开口。纵向孔 81 经油路(图示省略)与背压部 42 连通。这样,高压润滑油即会流入纵向孔 81 内。周向槽 82 沿着外缘部 62 的内周缘形成。周向槽 82 形成为环状的一部分被切除后而形成的 C 字状,且开口方向与正常字母 C 的开口朝向相反。在周向槽 82 一端的中途连续地连接有所述纵向孔 81。也就是说,已流入纵向孔 81 的高压润滑油被供向周向槽 82。

[0080] 如上所述,高压侧油槽 80 构成供与压缩机构 40 的喷气压力相对应的高压润滑油流入的高压槽。高压侧油槽 80 内的高压润滑油的压力作用在动涡旋盘 70 的端板 71 正面。也就是说,高压侧油槽 80 构成让使动涡旋盘 70 与静涡旋盘 60 分离的反推力起作用的反推机构。

[0081] 如图 3 所示,在静涡旋盘 60 的外缘部 62 正面形成有作为连通槽的低压槽 90。低压槽 90 形成在高压侧油槽 80 的径向外侧,与该高压侧油槽 80 的形状相适配。低压槽 90 包括小径槽 91 和大径槽 92。小径槽 91 和大径槽 92 形成为圆弧状。小径槽 91 呈将高压侧油槽 80 的纵向孔 81 的一部分包围起来的形状。大径槽 92 与高压侧油槽 80 的周向槽 82 保持着等间隔地平行于该周向槽 82 而形成。大径槽 92 的靠吸入口 12a 一端和周向槽 82 的靠吸入口 12a 一端都朝着吸入口 12a 延伸,且与周向槽 82 的靠吸入口 12a 一端相比,大径槽 92 的靠吸入口 12a 一端离吸入口 12a 更近。大径槽 92 的另一端延伸到比周向槽 82 的周向中间部位离纵向孔 81 近的位置。

[0082] 另一方面,如图 3 中虚线所示,在动涡旋盘 70 上形成有连通凹部 94。具体而言,连通凹部 94 形成在动涡旋盘 70 的端板 71 正面,即动涡旋盘 70 的相对于静涡旋盘 60 的滑动面上。本实施方式中的连通凹部 94 形成在吸入口 12a 和大径槽 92 的一端附近。当动涡旋盘 70 公转时,连通凹部 94 就会以与动涡旋盘 70 相等的公转半径移动。于是,连通凹部 94 在规定的第一旋转角度范围内与吸入口 12a 和低压槽 90 双方连通。这样,低压槽 90 的内部就成为压力与吸入口 12a 相等的低压空间。也就是说,吸入口 12a 构成在其内部充满了压力低于压缩机构 40 的喷气压力的流体的低压部。

[0083] 另一方面,当连通凹部 94 伴随着动涡旋盘 70 的公转运动转到规定的第二旋转角度范围内时,吸入口 12a 和低压槽 90 便会被切断。于是,低压槽 90 的压力逐渐升高。

[0084] 在本实施方式的压缩机构 40 中,动涡旋盘 70 每旋转一周就会交替着进行低压槽 90 和吸入口 12a 的连通、低压槽 90 和吸入口 12a 的切断,来改变低压槽 90 的内压。就是这样使在特别是动涡旋盘 70 的倾覆力矩易于增大的第一旋转角度范围内的动涡旋盘 70 的倾覆力矩减小的。也就是说,在本实施方式的涡旋式压缩机 10 中,低压槽 90、连通凹部 94 及吸入口 12a 构成用于抑制动涡旋盘 70 的倾覆力矩发生变化的调整机构 120(后面将对其作用做详细的说明)。

[0085] 一运转情况一

[0086] 首先,对涡旋式压缩机 10 的基本的工作情况做说明。

[0087] 一让电动机 30 工作,压缩机构 40 中的动涡旋盘 70 即会被驱动着旋转。因为动涡

旋盘 70 利用自转阻止部件 46 而防止了自转,所以动涡旋盘 70 不自转,而仅以驱动轴 11 的轴心为中心进行公转运动。伴随着动涡旋盘 70 的公转运动,压缩室 41 的容积朝向中心逐渐缩小,压缩室 41 对由吸气管 12 吸入的气态制冷剂进行压缩。已被压缩的气态制冷剂经静涡旋盘 60 上的喷出口 65 喷向高压腔室 66。高压腔室 66 内的高压气态制冷剂经静涡旋盘 60 及固定部件 50 上的通路流向下部空间 24。下部空间 24 内的制冷剂经喷气管 13 朝着机壳 20 外部喷出。

[0088] 〈推压机构的作用〉

[0089] 机壳 20 的下部空间 24 保持着喷出的高压制冷剂的的压力状态,贮油部 21 的润滑油也保持着高压状态。贮油部 21 内的高压润滑油从驱动轴 11 的供油通路 16 下端朝着上端流动,从驱动轴 11 的偏心部 15 的上端开口流到动涡旋盘 70 上的凸缘部 73 的内部。已供向该凸缘部 73 的油对凸缘部 73 和驱动轴 11 的偏心部 15 之间的滑动面进行润滑。因此,从凸缘部 73 的内部到背压部 42 的压力相当于喷气压力。利用该高压压力将动涡旋盘 70 推向静涡旋盘 60 一侧。

[0090] 形成在静涡旋盘 60 的外缘部 62 内周一侧的压缩室 41 是在动涡旋盘 70 的涡旋齿 72 与静涡旋盘 60 的外缘部 62 接触的状态下形成的。该压缩室 41 越朝着中心部位移动其容积就越小。因为调整槽 47 的一次通路 48 与该最外周部的压缩室 41 连通,所以当压缩室 41 成为规定的中压状态时,调整槽 47 的二次通路 49 便会与一次通路 48 连通。结果是,中压制冷剂既被供向动侧压力部 44 也被供向静侧压力部 45,动涡旋盘 70 的背面外侧和静涡旋盘 60 的外侧周围成为中压。由该中压压力和所述高压压力将动涡旋盘 70 推向静涡旋盘 60。

[0091] 〈反推机构的作用〉

[0092] 当利用所述推压机构将动涡旋盘 70 推向静涡旋盘 60 一侧时,会出现对动涡旋盘 70 的推压力过剩的情况。例如,在制冷装置的某些运转条件下制冷剂回路的高低差压较大,在这样的情况下容易出现高压压力引起的对动涡旋盘 70 的推压力过剩的情况。如果对动涡旋盘 70 的推压力这样过剩则会出现以下不良现象,动涡旋盘 70 和静涡旋盘 60 之间的滑动阻力增大而导致机械动力损失增大或导致滑动部的磨损加快等。于是,在本实施方式中,为避免出现这样的过剩推压而设置了反推机构。

[0093] 具体而言,在本实施方式中,背压部 42 和高压侧油槽 80 连通,背压部 42 内的高压润滑油适当地供向高压侧油槽 80。因此。在制冷剂回路的高低差压较大的条件下高压侧油槽 80 的内压也会更高。高压侧油槽 80 的高压会作用于动涡旋盘 70 的端板 71 正面。这样,动涡旋盘 70 就会抵抗所述推压机构的推压力而被朝着与静涡旋盘 60 分离的方向反推。其结果是,能够将动涡旋盘 70 的推压力过剩防患于未然,更进一步而言能够减小两涡旋盘 60、70 的滑动阻力。

[0094] 〈调整机构的作用〉

[0095] 在压缩机构 40 中,由于上述高压侧油槽 80 给予的反推力、压缩室 41 的内压引起的轴向载荷、径向载荷等的作用,当动涡旋盘 70 转到某一旋转角度时,动涡旋盘 70 的倾覆力矩会增大。在本实施方式中,以动涡旋盘 70 的偏心中心为图 3 中 P 点的状态(即动涡旋盘 70 在图 3 中位于最上侧的状态)为基准(旋转角度 = 0°),且动涡旋盘 70 沿图 3 中的逆时针方向公转,将该情况为减小动涡旋盘 70 的倾覆力矩的旋转角度范围(第一旋转

角度范围 $\theta 1$) 设定在 $45^\circ \sim 135^\circ$ 这一范围内。也就是说,在该压缩机构 40 中,由上述反推力、轴向载荷、径向载荷等引起的倾覆力矩在旋转角度为 90° 左右的位置处最大。于是,在本实施方式中,在以该旋转角度 90° 为基准的规定角度范围 ($\pm 45^\circ$) 内利用调整机构 120 减小倾覆力矩,而在剩余的旋转角度范围 (第二旋转角度范围:旋转角度 $0^\circ \sim 45^\circ$ 及 $135^\circ \sim 360^\circ$) 内则不让倾覆力矩减小。

[0096] 具体而言,在例如图 3 所示的旋转角度为 0° 的状态下,连通凹部 94 与低压槽 90 在轴向上重合而相互连通,但是连通凹部 94 和吸入口 12a 尚未连通。动涡旋盘 70 从该状态沿着图 3 中的箭头方向公转,旋转角度一超过 45° ,吸入口 12a 和低压槽 90 便会经连通凹部 94 而开始连通,在图 4 所示的旋转角度为 90° 的状态下吸入口 12a 和低压槽 90 完全连通。在该状态下,低压槽 90 内的压力与吸入口 12a 的吸气压力相等。这样,面对静涡旋盘 60 一侧的低压槽 90 的动涡旋盘 70 的端板 71 就被朝着低压槽 90 一侧吸引,朝着静涡旋盘 60 一侧吸引。这样一来,方向与本来的倾覆力矩相反的力矩便会作用于动涡旋盘 70 上,该本来的倾覆力矩得以抵消。低压槽 90 对动涡旋盘 70 的这样的吸引一直持续到动涡旋盘 70 的旋转角度成为 135° 为止。

[0097] 如图 5 所示,动涡旋盘 70 的旋转角度一超过 135° ,连通凹部 94 和低压槽 90 即被切断。这样,周围的高压润滑油、气态制冷剂便会混入低压槽 90 内,低压槽 90 的内压会上升。因此,在这样的旋转角度范围 (即第二旋转角度范围) 内,抵消倾覆力矩那样的负压不会作用于动涡旋盘 70 的端板 71。

[0098] 如上所述,在动涡旋盘 70 进行公转的过程中,动涡旋盘 70 交替地转到第一旋转角度范围和第二旋转角度范围内,伴随于此,低压槽 90 的内压也发生变化。若上述高压侧油槽 80 的润滑油此时朝着径向外侧流出,该润滑油便会被回收到低压槽 90 内。已被回收到低压槽 90 内的润滑油在动涡旋盘 70 位于第一旋转角度范围内之际会朝着吸入口 12a 流出。因此,能够用从高压侧油槽 80 流出的油对压缩室 41 的各滑动部进行润滑或者对各间隙进行密封等。

[0099] 此外,假设高压侧油槽 80 的润滑油没有被回收到低压槽 90 内,而是朝着静涡旋盘 60、动涡旋盘 70 的径向外侧流出,该润滑油则会滞留于自转防止部件 (十字联轴节 46) 周围,成为十字联轴节 46 的阻力,导致机械动力的损失增大。但是,如上所述,通过将高压侧油槽 80 流出的油回收到低压槽 90 内则能够防止这样的机械损失增大。

[0100] 一第一实施方式的效果一

[0101] 如上所述,根据第一实施方式,因为做到了使低压槽 90 和吸入口 12a 在动涡旋盘 70 的倾覆力矩易于增大的第一旋转角度范围 $\theta 1$ 内连通,所以在该角度范围 $\theta 1$ 内能够使低压槽 90 的内压下降。这样就能够朝着低压槽 90 一侧吸引动涡旋盘 70,从而能够减小倾覆力矩。因此,避免了动涡旋盘 70 倾覆,也就避免了制冷剂从间隙泄漏出去,制冷剂的吸入过热等。

[0102] 在第一实施方式中,因为在构成反推机构的高压侧油槽 80 的径向外侧形成低压槽 90,所以能够将高压侧油槽 80 流出的油回收到低压槽 90 内。因为已回收到低压槽 90 内的油从吸入口 12a 供向压缩室 41,所以能够将该油再次用在间隙的密封上或者对滑动部的润滑上。而且,通过使从高压侧油槽 80 流出的油溢出到十字联轴节 46 周围等也能够避免机械损失增大。

[0103] 在上述第一实施方式中,在动涡旋盘 70 的端板 71 上形成连通凹部 94,边使该连通凹部 94 偏心旋转边来切换吸入口 12a 和低压槽 90 的连通状态。因此,能够根据该连通凹部 94 的形成位置适当调整抵消倾覆力矩的范围(第一旋转角度范围)。

[0104] (发明的第二实施方式)

[0105] 第二实施方式所涉及的涡旋式压缩机 10 与上述第一实施方式的不同之处在调整机构的结构上。具体而言,在图 6~图 9 所示的第二实施方式的调整机构中,在高压侧油槽 80 的外周侧形成有中压槽 96。中压槽 96 除了具有与上述第一实施方式一样的小径槽 91 和大径槽 92 以外,还具有朝着径向外侧延伸的开口槽 97。开口槽 97 与大径槽 92 的另一端连通且朝着动涡旋盘 70 的端板 71 侧敞开口。在第二实施方式中,动涡旋盘 70 的端板 71 的外周端部构成移动而将开口槽 97 打开、关闭的封闭部 71a。

[0106] 在第二实施方式中,在开口槽 97 及封闭部 71a 的周围形成有中压部 43。中压部 43 构成用于形成充满压力低于压缩机构 40 的喷气压力的流体的低压空间(严格来讲,压力在压缩机构 40 的吸气压力和喷气压力之间的中压空间)的压力形成部。

[0107] 在第二实施方式中,伴随着动涡旋盘 70 的公转运动,中压槽 96 和中压部 43 可连通。具体而言,当例如动涡旋盘 70 的旋转角度在第一旋转角度范围($45^{\circ} \sim 135^{\circ}$)内时,开口槽 97 的下端开口则会被动涡旋盘 70 的封闭部 71a 打开。这样,封闭部 71a 周围的中压部 43 和开口槽 97 就会连通,中压槽 96 的压力就会下降(例如参照图 8 及图 9)。这样,动涡旋盘 70 的端板 71 被朝着中压槽 96 一侧吸引,动涡旋盘 70 的倾覆力矩就减小。

[0108] 另一方面,当动涡旋盘 70 的旋转角度在第二旋转角度范围($0^{\circ} \sim 45^{\circ}$ 及 $135^{\circ} \sim 360^{\circ}$)内时,开口槽 97 的下端开口则被动涡旋盘 70 的封闭部 71a 封闭起来。这样中压部 43 和中压槽 96 就会被切断,中压槽 96 的内压会逐渐上升(参照图 6 及图 7)。

[0109] 此外,在第二实施方式中,作为调整机构的连通槽使用的是压力为中压的中压槽 96,但是与上述第一实施方式一样,还可以将调整机构的连通槽定为低压槽 90,保证开口槽 97 周围为低压压力(吸气压力)。在第二实施方式中也能够将从高压侧油槽 80 流出的润滑油回收到中压槽 96 内。

[0110] (发明的第三实施方式)

[0111] 第三实施方式所涉及的涡旋式压缩机 10 与上述第一实施方式及第二实施方式的不同之处在调整机构的结构上。具体而言,在图 10~图 13 所示的第三实施方式的调整机构中,在动涡旋盘 70 的端板 71 上通孔 98 沿着轴向延伸而成。通孔 98 形成在靠近端板 71 的径向外侧之位置上,面对静涡旋盘 60 的外缘部 62 的下表面(滑动面)。通孔 98 与动涡旋盘 70 一起做偏心旋转。这里,形成连通槽的中压槽 96 位于该通孔 98 的偏心旋转的轨迹 t 上。

[0112] 在通孔 98 的下侧形成有构成中压部 43 的一部分的动侧压力部 44。动侧压力部 44 构成为用于形成充满压力比压缩机构 40 的喷气压力低的流体的低压空间(严格来讲,压力在压缩机构 40 的吸气压力和喷气压力之间的中压空间)的压力形成部。动侧压力部 44 为了总是与通孔 98 连通而形成在包含通孔 98 的偏心轨迹 t 的范围内。

[0113] 在第三实施方式中,伴随着动涡旋盘 70 的公转运动,中压槽 96 和动侧压力部 44 可连通。具体而言,当例如动涡旋盘 70 的旋转角度在第一旋转角度范围(例如 90°)内时,中压槽 96 和动侧压力部 44 便经通孔 98 连通(参照例如图 12 及图 13)。这样中压槽

96 的压力就会下降, 动涡旋盘 70 的端板 71 会被朝着中压槽 96 一侧吸引。其结果是, 动涡旋盘 70 的倾覆力矩减小。

[0114] 另一方面, 当动涡旋盘 70 的旋转角度在第二旋转角度范围 (例如 270°) 内时, 中压槽 96 和动侧压力部 44 就被切断 (参照例如图 10 及图 11)。这样一来, 中压槽 96 的压力就会逐渐上升。

[0115] 此外, 在第三实施方式中, 作为调整机构的连通槽也是使用压力为中压的中压槽 96, 但是与上述第一实施方式一样, 还可以将调整机构的连通槽定为低压槽 90, 保证开口槽 97 周围为低压压力 (吸气压力)。而且, 在第三实施方式中也能够将从高压侧油槽 80 流出的润滑油回收到中压槽 96 内。

[0116] 〈第三实施方式的变形例〉

[0117] 上述第三实施方式还可以采用以下各变形例中的结构。

[0118] 一变形例 1 一

[0119] 在图 14 示意示出的变形例 1 中, 设置了两个与成为连通槽的中压槽 96 或低压槽 90 间断地连通的通孔 98a、98b。具体而言, 在变形例 1 中, 在大径槽 92 的一端形成有第一通孔 98a, 在大径槽 92 的另一端形成有第二通孔 98b。各通孔 98a 的轴向一端与大径槽 92 间断地连通, 各通孔 98a 的轴向另一端与低压空间 (例如动侧压力部 44) 连通。在变形例 1 中, 伴随着动涡旋盘 70 的公转运动, 在规定的第一旋转角度范围内动侧压力部 44 和大径槽 92 与第一通孔 98a、第二通孔 98b 连通, 中压槽 96 (或低压槽 90) 的压力下降。这样一来, 与上述第三实施方式一样, 就能够吸引动涡旋盘 70 而减小倾覆力矩。此外, 使第一通孔 98a 与连通槽 90、96 连通的时刻和使第二通孔 98b 与连通槽 90、96 连通的时刻并非一定要一致, 也可以根据所产生的倾覆力矩来设定各通孔 98a、98b 的位置, 使这些时刻错开。

[0120] 一变形例 2 一

[0121] 在图 15 示意示出的变形例 2 中, 在动涡旋盘 70 的端板 71 上形成有垂直于轴的端面为椭圆形的通孔 98。通过这样使通孔 98 呈纵向尺寸较大的形状, 则能够延长连通槽 90、96 和通孔 98 连通的连通时间。其结果是可促进连通槽 90、96 的内压下降。

[0122] 一变形例 3 一

[0123] 在图 16 示意示出的变形例 3 中, 在连通槽 90、96 的大径槽 92 的端部 (图 16 中的右侧端部) 形成有扩张圆弧槽 100。扩张圆弧槽 100 形成为沿轴向与该偏心轨迹 t 的一部分相重的圆弧状, 正好形成在通孔 98 的偏心轨迹 t 上。在变形例 3 中, 通过形成该扩张圆弧槽 100, 很容易地就能够延长通孔 98 和连通槽 90、96 的连通时间。其结果是能够促进连通槽 90、96 的内压下降。

[0124] 〈其它实施方式〉

[0125] 在上述实施方式中还可以采用以下结构。

[0126] 在上述各实施方式中, 形成中压压力或低压压力的连通槽 90、96 形成为圆弧状。但是, 如图 17 所示, 连通槽并不限于此。在例如图 17 所示之例中, 为能够效率良好地抵消动涡旋盘 70 的倾覆力矩而决定出连通槽的形状及布置情况。此外, 在图 17 的例子中, 在静涡旋盘 60 的外缘部 62 正面 (滑动面) 上形成有两个近似椭圆形或者近似蚕茧形的连通槽 101、102, 在动涡旋盘 70 的端板 71 上形成有与这些连通槽 101、102 相对应的通孔 98a、98b。

[0127] 上述涡旋式压缩机 10 应用在具有制冷剂回路的制冷装置中。但是只要是压缩流

体的装置就可以应用上述涡旋式压缩机,因此可以将上述涡旋式压缩机应用到上述制冷装置以外的装置中。

[0128] 此外,上述实施方式是本质上优选示例,无意限制本发明、其适用物或者其用途范围。

[0129] 一产业实用性一

[0130] 综上所述,本发明涉及一种涡旋式压缩机,尤其对防止动涡旋盘倾覆的技术措施有用。

[0131] 一符号说明一

- [0132] 10 涡旋式压缩机;
- [0133] 11 驱动轴;
- [0134] 20 机壳;
- [0135] 40 压缩机构;
- [0136] 42 背压部(推压机构);
- [0137] 43 低压部(中压部);
- [0138] 44 低压部(动侧压力部);
- [0139] 60 静涡旋盘;
- [0140] 61 端板(端板部);
- [0141] 62 外缘部;
- [0142] 63 涡旋齿;
- [0143] 70 动涡旋盘;
- [0144] 71 端板部(端板);
- [0145] 71a 封闭部;
- [0146] 72 涡旋齿;
- [0147] 80 高压侧油槽(反推机构);
- [0148] 90 低压槽(连通槽);
- [0149] 94 连通凹部(凹部);
- [0150] 96 中压槽(连通槽);
- [0151] 98 通孔;
- [0152] 98a 通孔(第一通孔);
- [0153] 98b 通孔(第二通孔);
- [0154] 100 扩张圆弧槽;
- [0155] 101 连通槽;
- [0156] 102 连通槽;
- [0157] 120 调整机构。

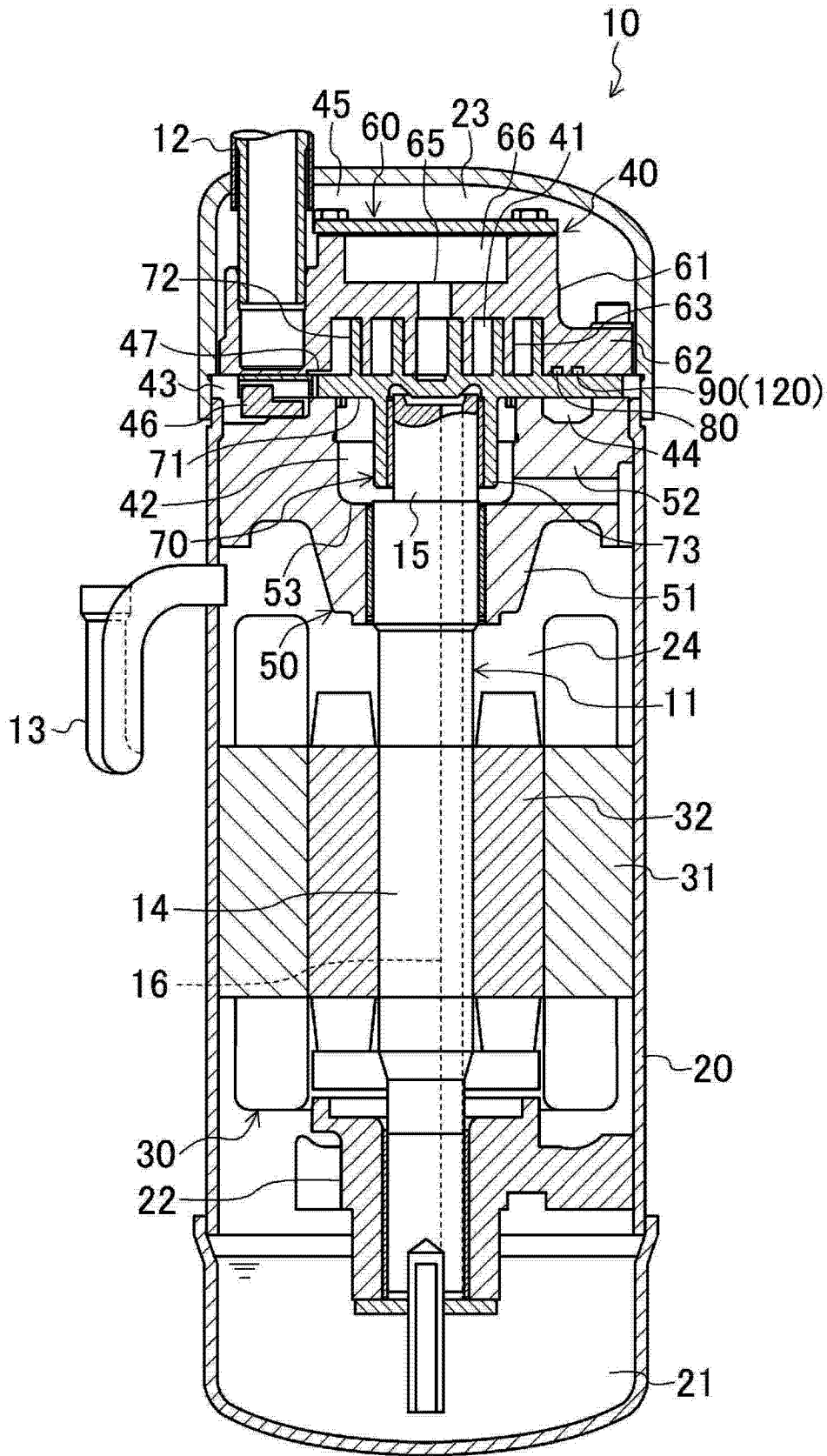


图 1

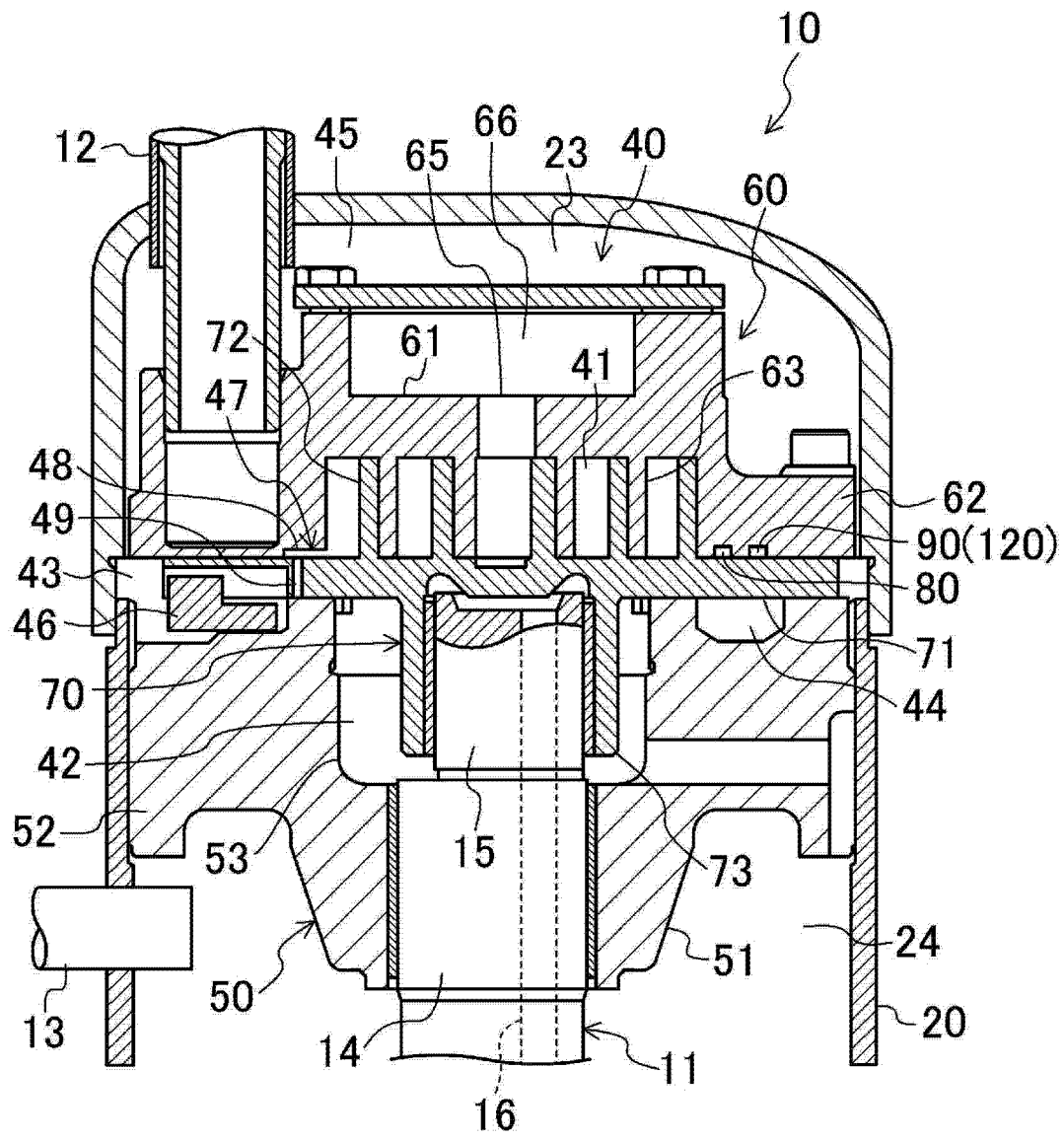


图 2

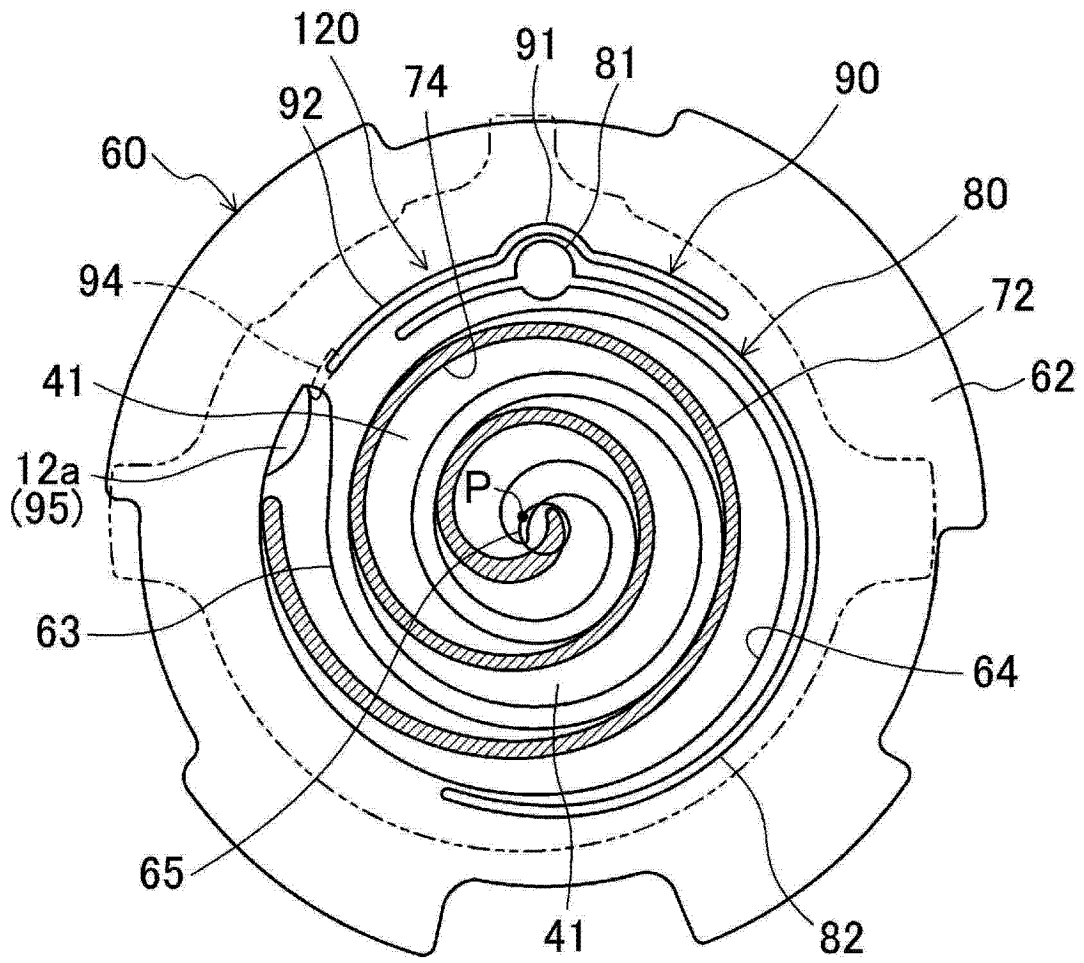


图 4

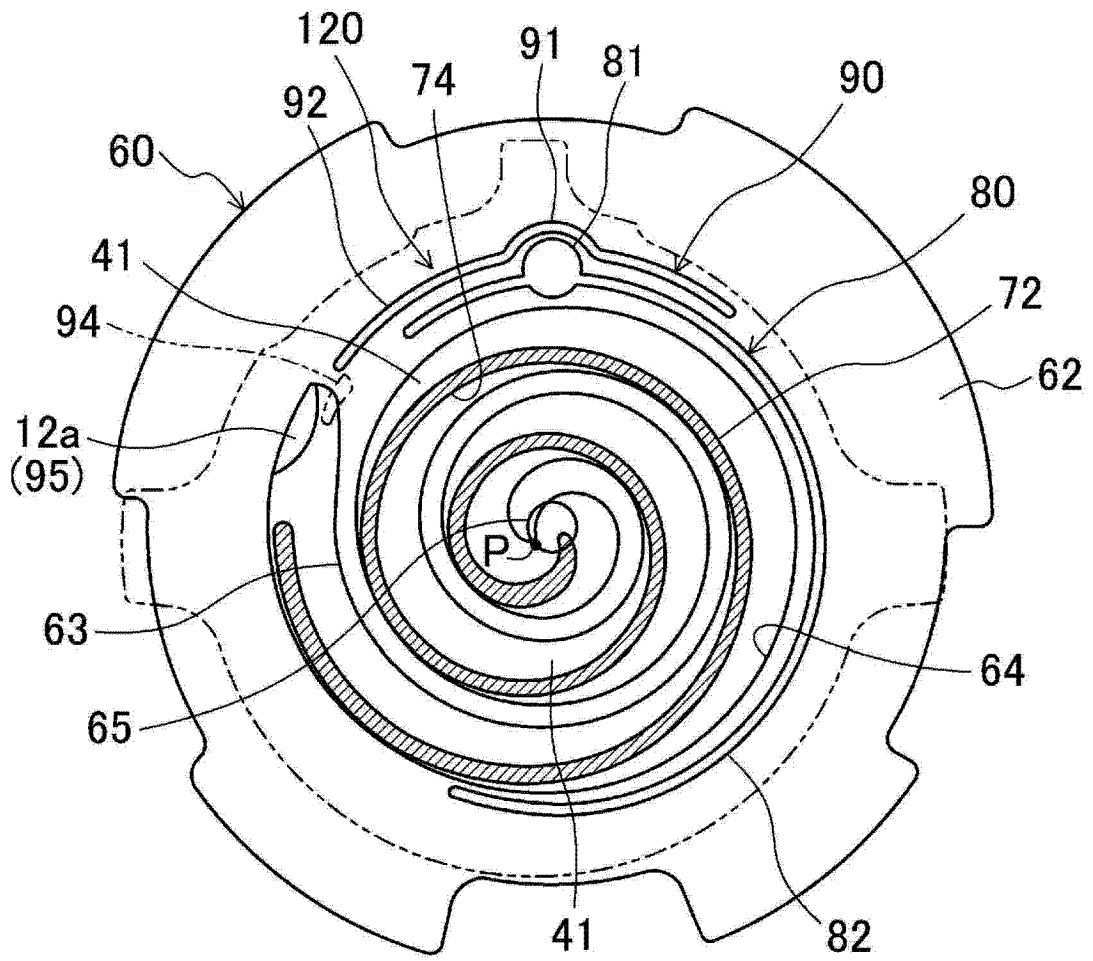


图 5

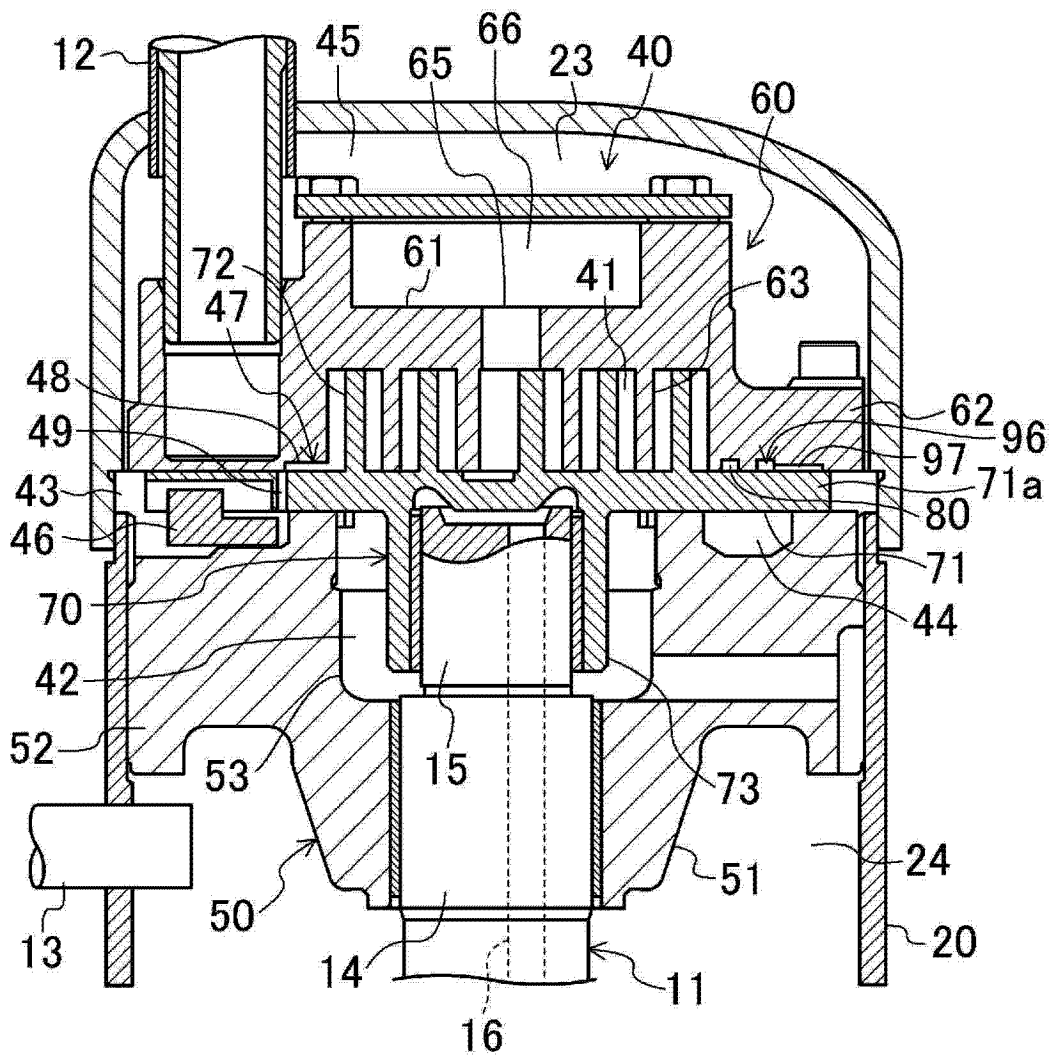


图 6

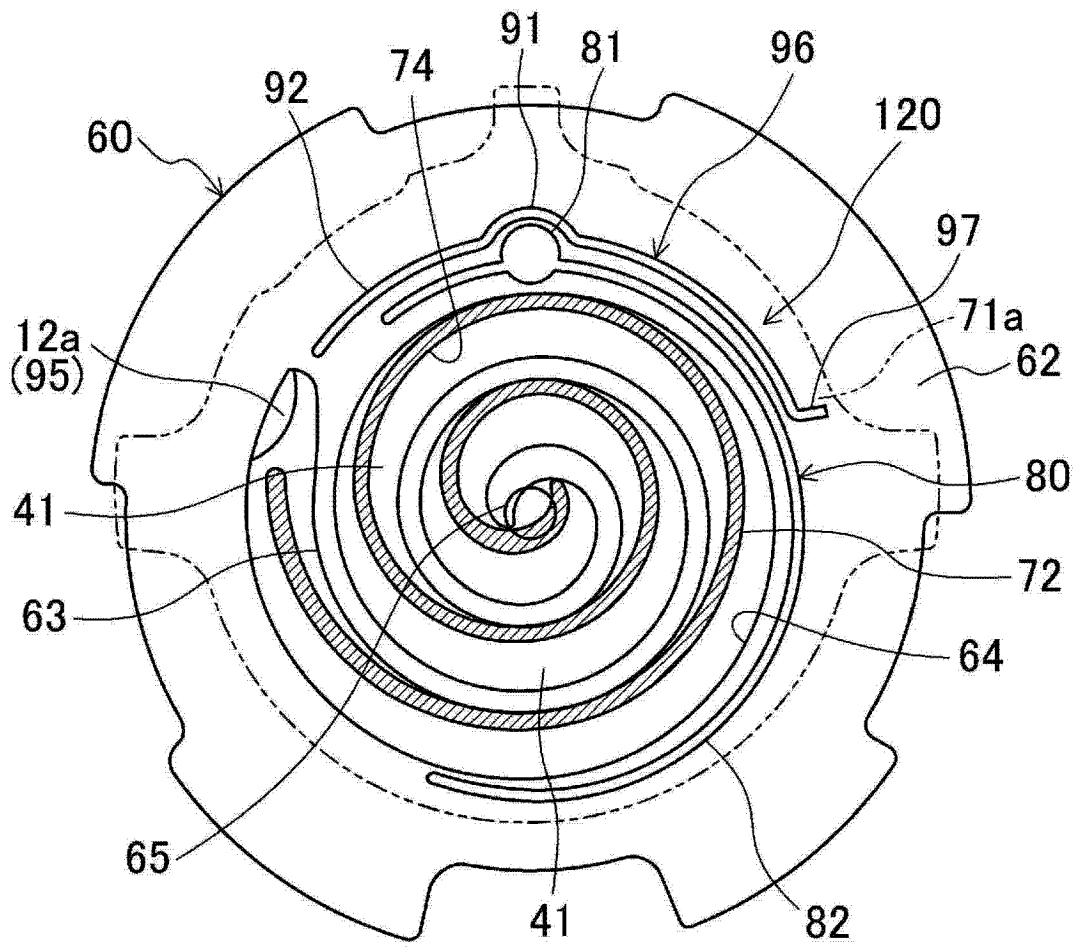


图 7

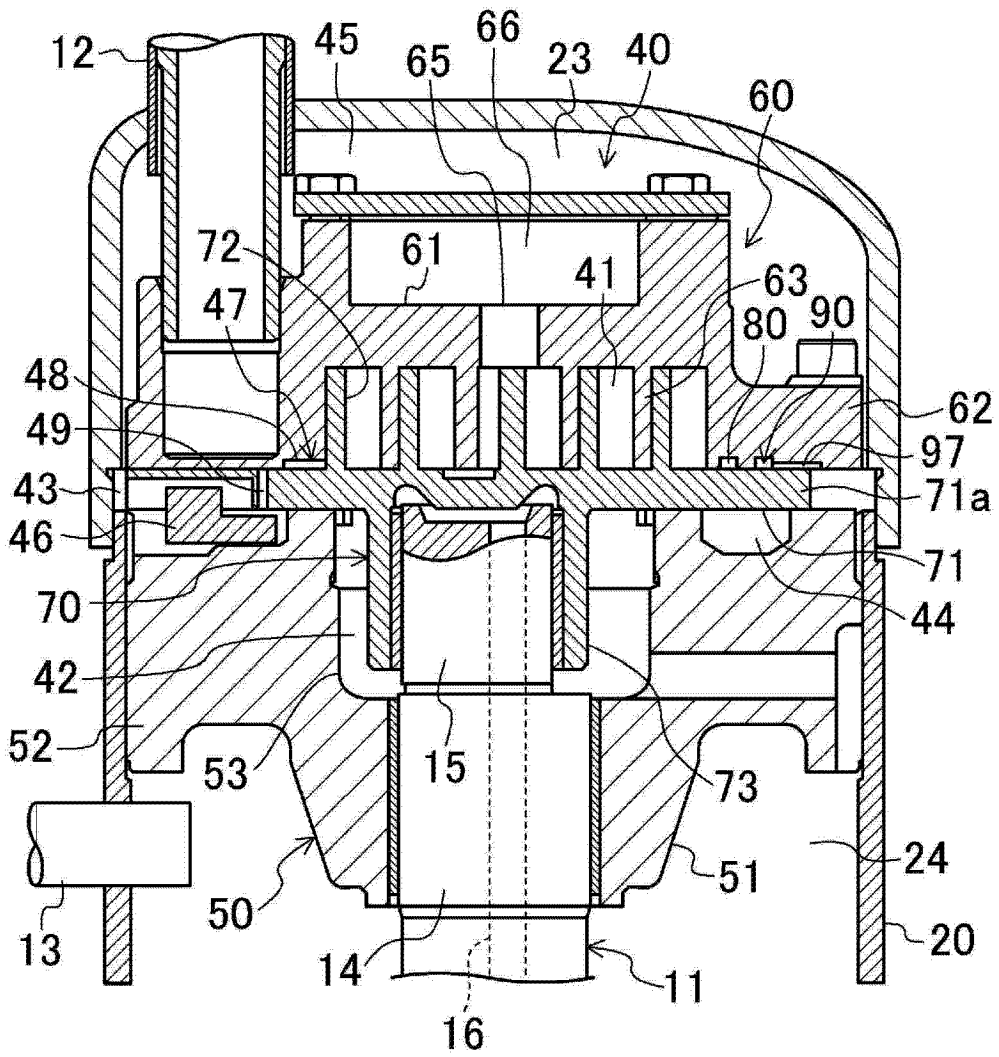


图 8

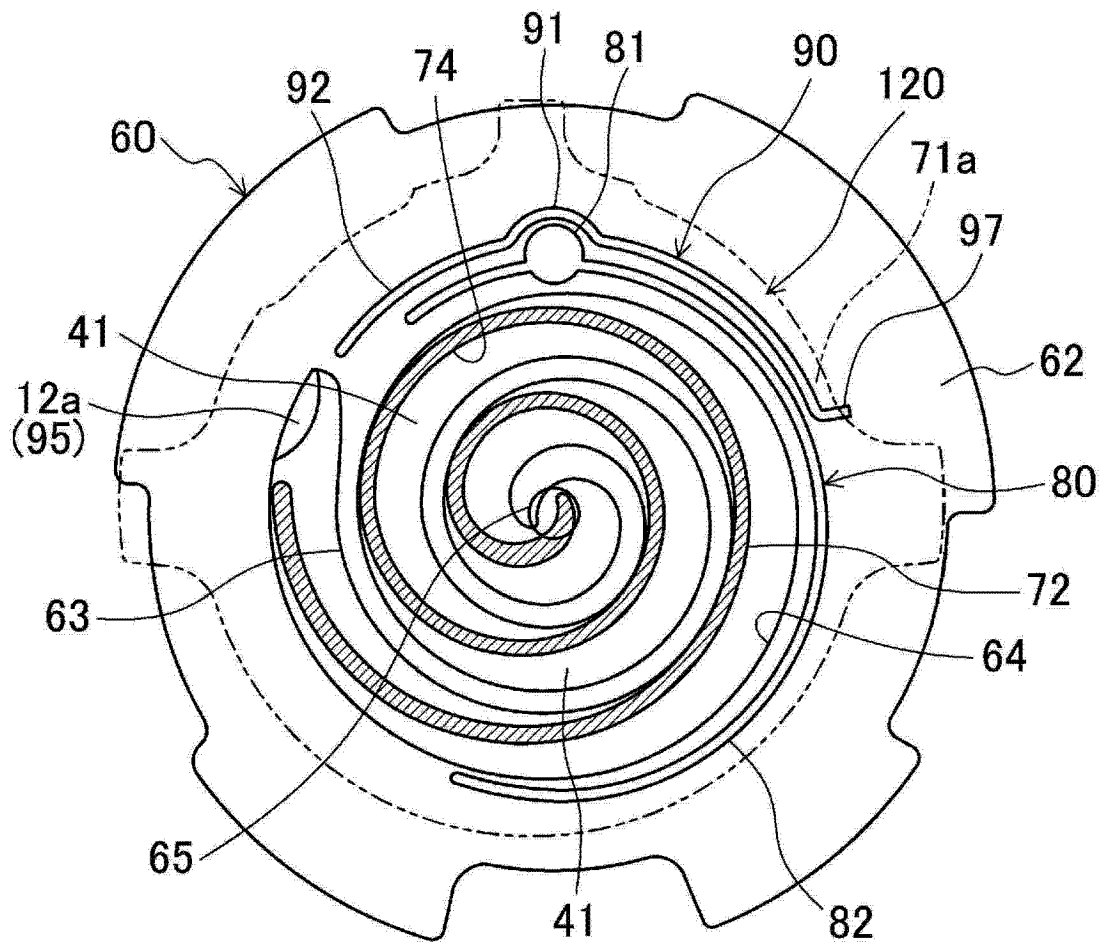


图 9

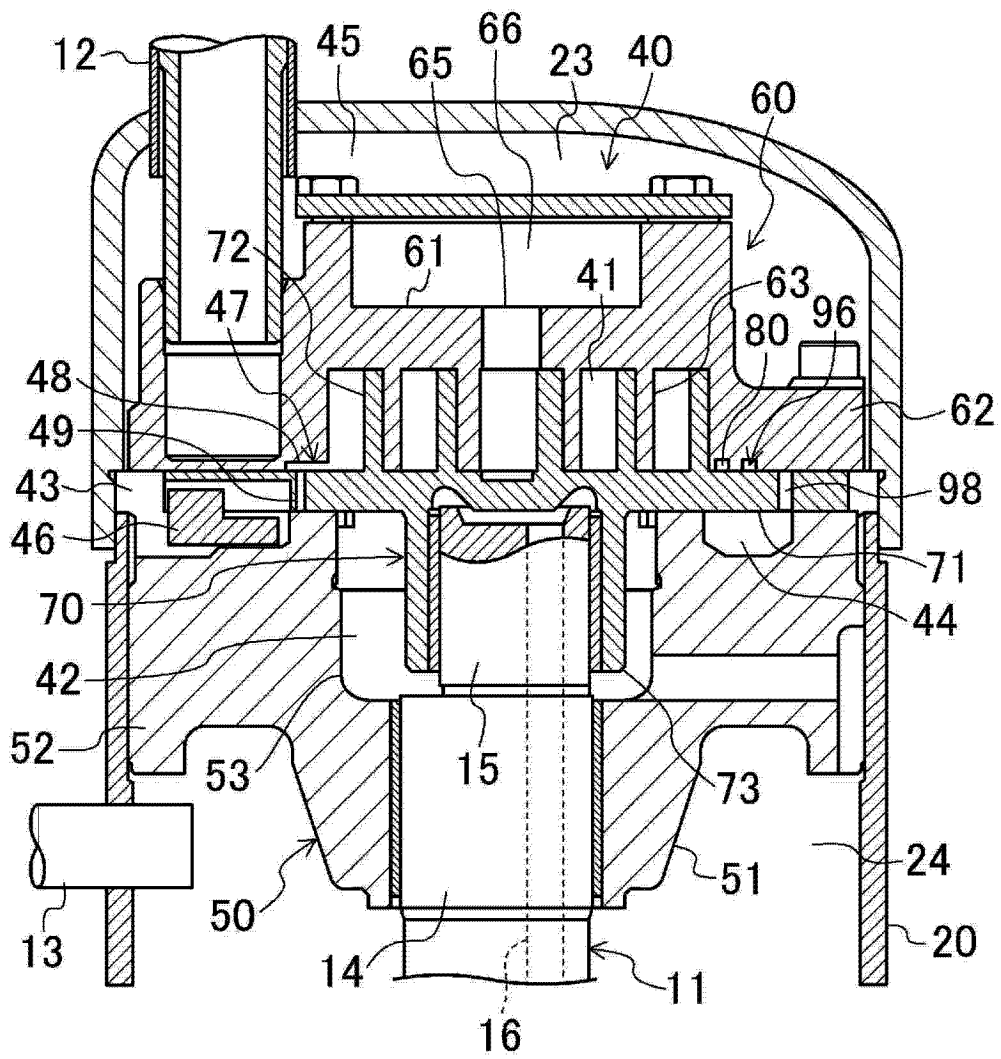


图 10

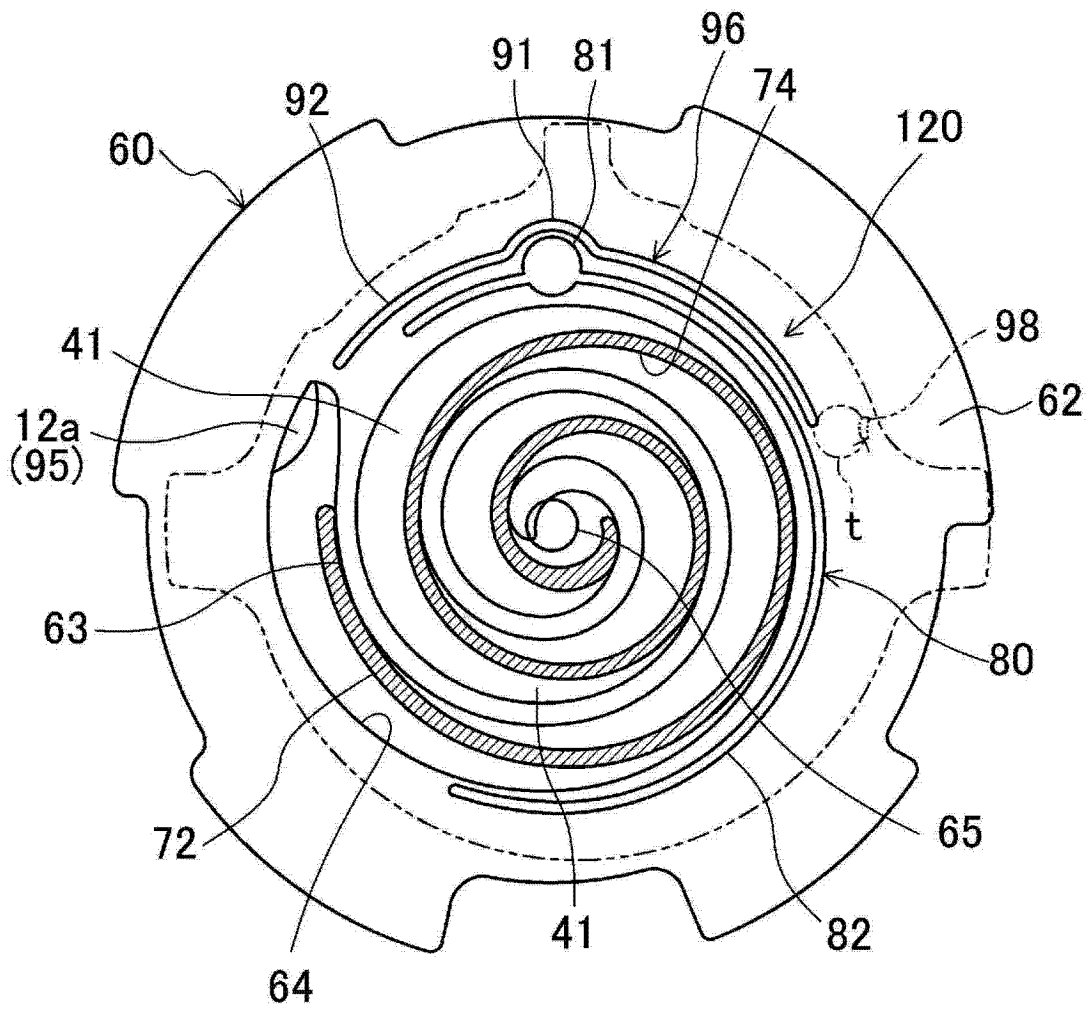


图 11

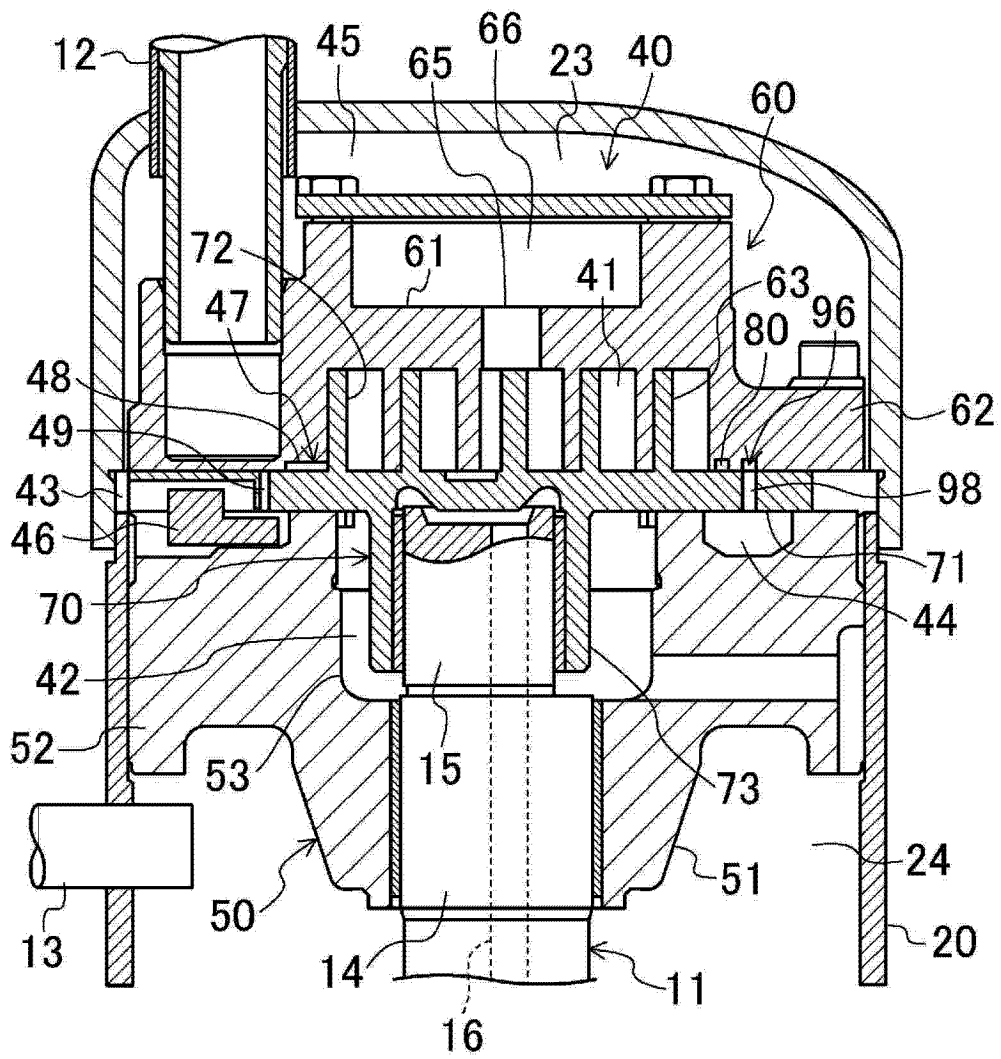


图 12

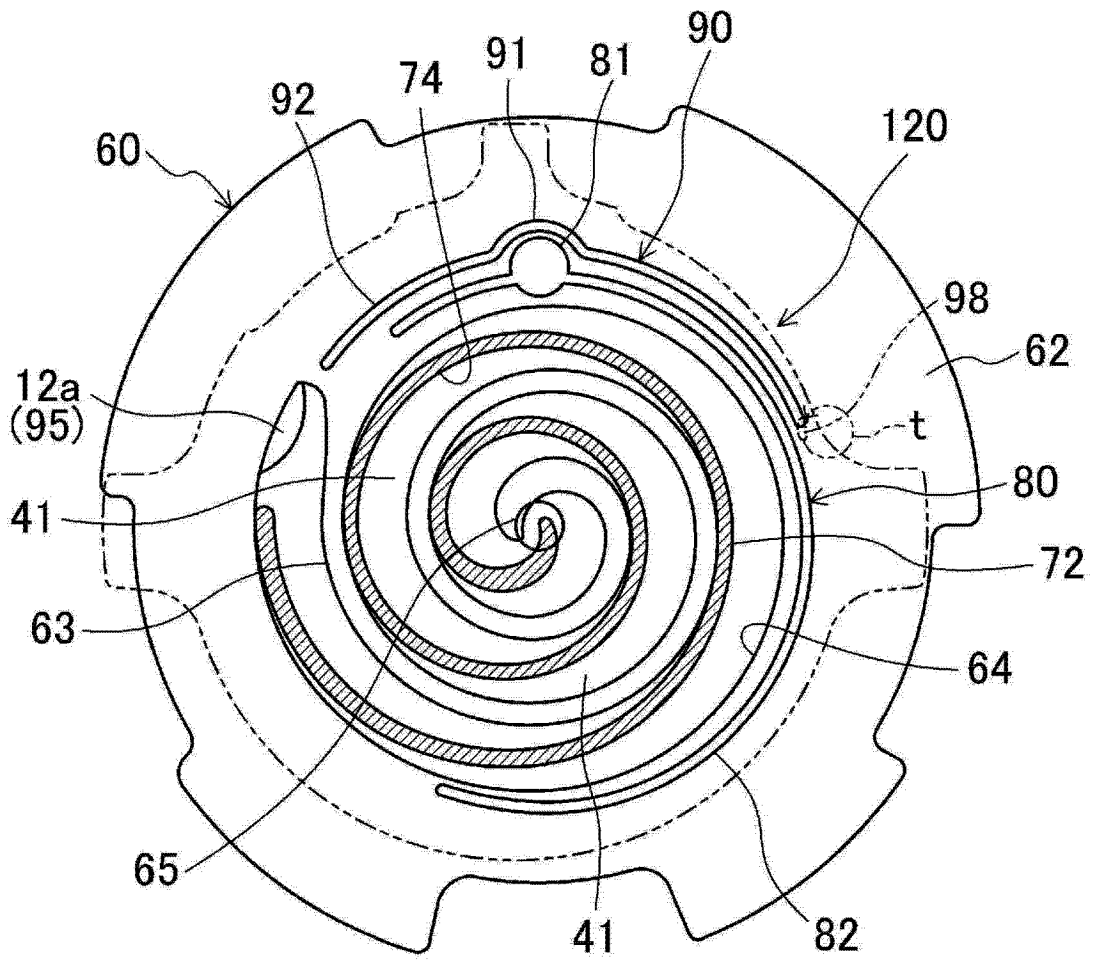


图 13

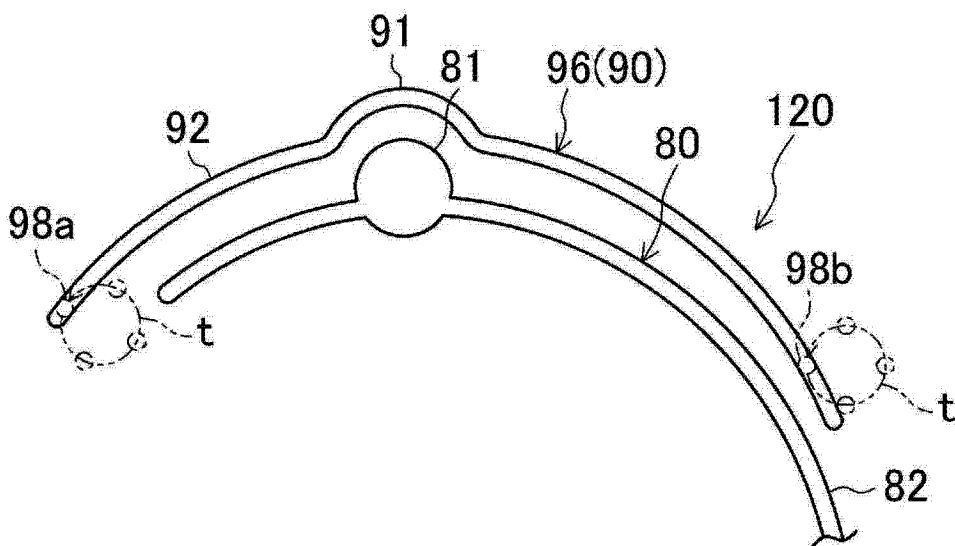


图 14

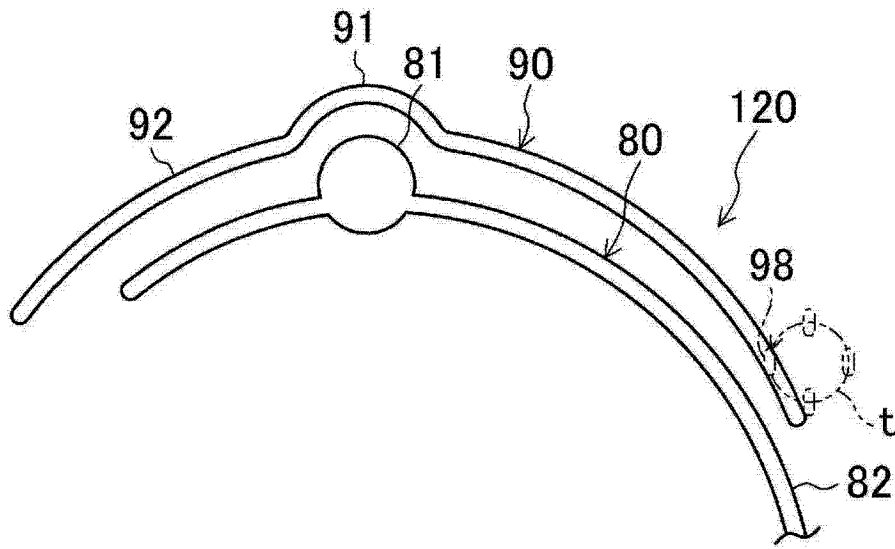


图 15

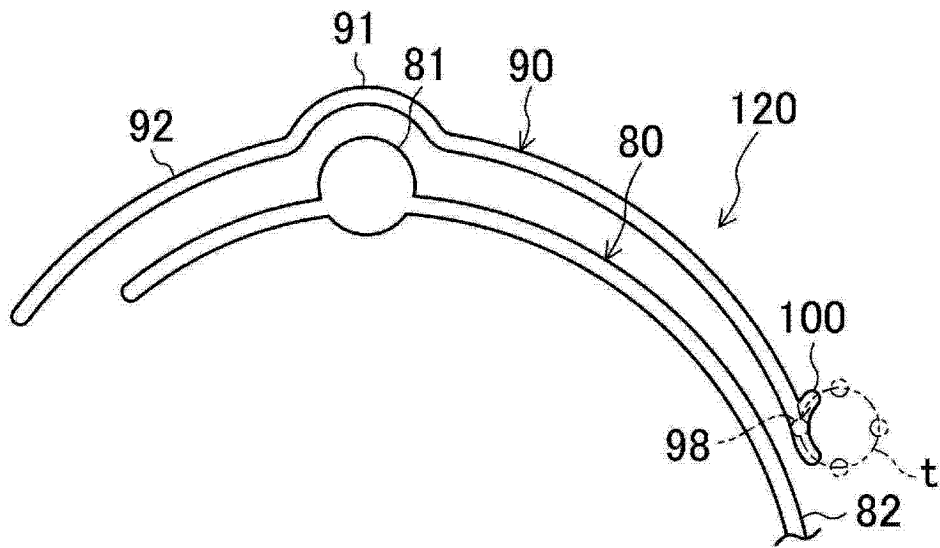


图 16

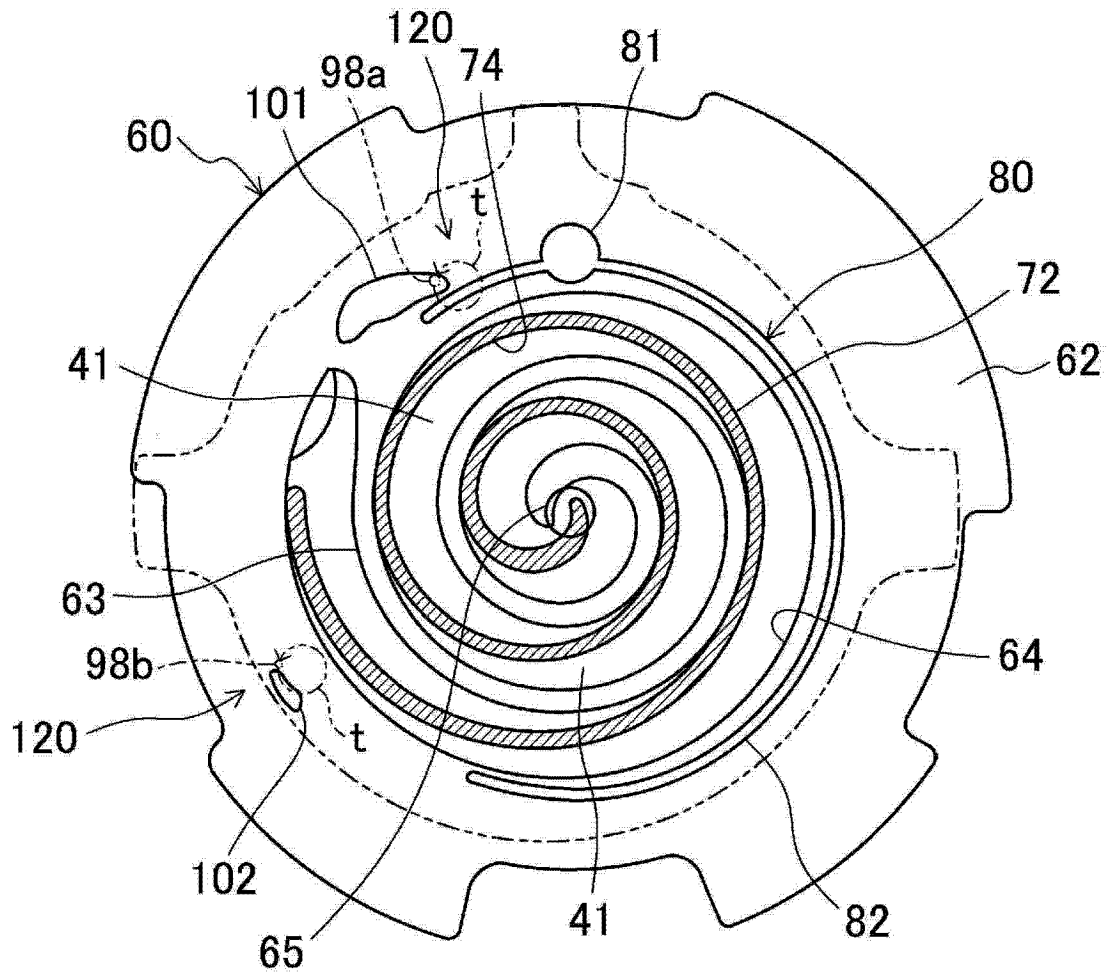


图 17