



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 103790826 A

(43) 申请公布日 2014. 05. 14

(21) 申请号 201310515747. 6

(22) 申请日 2013. 10. 28

(30) 优先权数据

2012-240439 2012. 10. 31 JP

(71) 申请人 日立空调·家用电器株式会社

地址 日本东京都

(72) 发明人 椎林正夫 伊豆永康 足立隆雅

(74) 专利代理机构 中科专利商标代理有限责任

公司 11021

代理人 雒运朴

(51) Int. Cl.

F04C 18/02(2006. 01)

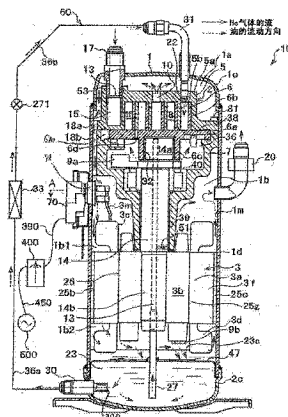
权利要求书1页 说明书8页 附图8页

(54) 发明名称

氦用密闭型涡旋式压缩机

(57) 摘要

本发明提供一种实现了氦用涡旋式压缩机的大幅性能提高和可靠性提高的密闭型涡旋式压缩机。吸入室和油注入用口经由由回旋涡盘外侧曲线与固定涡盘内侧曲线形成的回旋外侧的吸入工作室而在其一恒定的回旋角度范围内连通,另一方面,以使所述吸入室和由回旋涡盘内侧曲线与固定涡盘外侧曲线形成的回旋内侧的吸入工作室处于不与该油注入用口连通的位置的方式,将该油注入用口的开口部设于固定涡盘部的齿槽底面。



1. 一种氦用密闭型涡旋式压缩机,其中,
工作气体为氦气,
在密闭容器内收纳有涡旋式压缩机部和电动机部,
所述涡旋式压缩机部通过回旋涡盘和在固定侧板部竖直设立有螺旋状的卷板的固定
涡盘使各自的卷板相互啮合来构成压缩室,
所述回旋涡盘同与旋转轴连续设置的偏心机构卡合,并且不会自转地相对于固定涡盘
进行回旋运动,
在所述固定涡盘设有在中心部开口的喷出口和在外周部开口的吸入口,
从该吸入口吸入的所述氦气在所述压缩室中向中心部移动而被压缩之后,从所述喷出
口喷出,
用于冷却所述氦气的油喷射管贯通所述密闭容器而与设于所述固定侧板部的油注入
用口连接,
所述氦用密闭型涡旋式压缩机的特征在于,
所述油注入用口和位于所述两涡盘卷板终端部的吸入室经由由回旋涡盘外侧曲线与
固定涡盘内侧曲线形成的回旋外侧的吸入工作室而在某一恒定的回旋角度范围内连通,
以使所述吸入室和由回旋涡盘内侧曲线与固定涡盘外侧曲线形成的回旋内侧的吸入
工作室处于不与该油注入用口连通的位置的方式,将该油注入用口的开口部设于所述固定
涡盘部的齿槽底面。
2. 根据权利要求 1 所述的氦用密闭型涡旋式压缩机,其特征为在于,
所述吸入室和所述油注入用口经由由回旋涡盘外侧曲线与固定涡盘内侧曲线形成的
回旋外侧的吸入工作室而连通的回旋角度范围为约 180 度,
所述油注入用口的开口部为圆形,且其孔径设定得比所述回旋涡盘的卷板厚度大。
3. 根据权利要求 2 所述的氦用密闭型涡旋式压缩机,其特征为在于,
所述油注入用口的开口部的中心位置设置在相对于固定涡盘内侧曲线的卷板卷绕结
束端部而作为涡盘卷板卷绕角度为大致 $2\pi/3\text{rad}$ 内周侧的位置处,其中 π 为圆周率。
4. 根据权利要求 1 所述的氦用密闭型涡旋式压缩机,其特征为在于,
吸入压力设定在 1.5MPaG ~ 1.8MPaG 的范围内,喷出压力设定在 2.8MPaG ~ 3.1MPaG
的范围内。
5. 根据权利要求 1 至 4 中任一项所述的氦用密闭型涡旋式压缩机,其特征为在于,
吸入压力 P_s 与由所述固定涡盘及所述回旋涡盘形成的压缩室的设定容积比 V_r 之比
 P_s/V_r 处于 0.7 ~ 1.2MPaG 的范围内。

氦用密闭型涡旋式压缩机

技术领域

[0001] 本发明涉及一种氦用密闭型涡旋式压缩机的整体结构和最佳的运转范围。

背景技术

[0002] 作为氦用涡旋式压缩机中的现有的公知例,已有在专利文献 1(日本特开 2002-89469 号)公开的结构。在该专利文献 1 中记载有如下内容:“以获得即便在极端低的压力比区域中也不会使效率降低而能够稳定的运转的氦用的涡旋式压缩机为目的,将空调用涡盘卷板部的前端(虚线部分)切除,形成为 a 点和 c 点由半径 r1 的圆滑的圆弧曲线 66 连结的涡盘卷板齿形形状。65 为渐开线曲线,其始点为 a 点。68 也为渐开线曲线。另外, d 点和 c 点由半径 r3 的圆弧曲线连结。如此构成的话,固定涡盘及回旋涡盘具有涡盘卷板部的设定容积比 V_r 为 1.8 ~ 2.3 的涡盘齿形形状。”(参考说明书摘要)。

[0003] 在先技术文献

[0004] 专利文献

[0005] 专利文献 1:日本特开 2002-89469 号公报

发明概要

[0006] 发明要解决的课题

[0007] 在上述的专利文献 1 中,具有氦用密闭型涡旋式压缩机的结构例,该氦用密闭型涡旋式压缩机具备油注入机构部,其将用于冷却工作氦气的油喷射管贯通密闭容器而与设于固定涡盘的镜板部的油注入用口连接。并且,公开了以下内容,即,由固定涡盘侧与回旋涡盘侧形成的压缩室的设定容积比 V_r (成为最大吸入容积的行程容积 V_{th} 与最内室的容积 V_d 之比 = V_{th}/V_d) 为 2.1 前后,作为运转压力条件,根据标准条件,作为最大的吸入压力而设为约 0.6 ~ 1.0MPaG 以下的条件。

[0008] 在这样的现有技术中,所获得的氦气流量存在界限,及在运转压力比(喷出压力 P_d 与吸入压力 P_s 之比)为 $P_d/P_s = 1.5 \sim 1.7$ 这样的低运转压力比下,伴随着冷却用喷射油量的极端地降低,有可能产生伴随着压缩室内部的密封性不良的压缩机输入的增加和容积效率的大幅降低。

[0009] 发明内容

[0010] 为了解决上述课题,例如采用技术方案所记载的结构。

[0011] 本申请包括了多个解决上述课题的方法,但若举出其一例时,

[0012] 本发明提供一种氦用密闭型涡旋式压缩机,其中,

[0013] 工作气体为氦气,

[0014] 在密闭容器内收纳有涡旋式压缩机部和电动机部,

[0015] 所述涡旋式压缩机部通过回旋涡盘和在固定侧板部竖直设立有螺旋状的卷板的固定涡盘使各自的卷板相互啮合来构成压缩室,

[0016] 所述回旋涡盘同与旋转轴连续设置的偏心机构卡合,并且不会自转地相对于固定

涡盘进行回旋运动，

[0017] 在所述固定涡盘设有在中心部开口的喷出口和在外周部开口的吸入口，

[0018] 从该吸入口吸入的所述氦气在所述压缩室中向中心部移动而被压缩之后，从所述喷出口喷出，

[0019] 用于冷却所述氦气的油喷射管贯通所述密闭容器而与设于所述固定侧板部的油注入用口连接，

[0020] 所述氦用密闭型涡旋式压缩机的特征在于，

[0021] 所述油注入用口和位于所述两涡盘卷板终端部的吸入室经由由回旋涡盘外侧曲线与固定涡盘内侧曲线形成的回旋外侧的吸入工作室而在某一恒定的回旋角度范围内连通，

[0022] 以使所述吸入室和由回旋涡盘内侧曲线与固定涡盘外侧曲线形成的回旋内侧的吸入工作室处于不与该油注入用口连通的位置的方式，将该油注入用口的开口部设于所述固定涡盘部的齿槽底面。

[0023] 并且，优选的是，所述吸入室和所述油注入用口经由由回旋涡盘外侧曲线与固定涡盘内侧曲线形成的回旋外侧的吸入工作室而连通的回旋角度范围为约 180 度，

[0024] 所述油注入用口的开口部为圆形，且其孔径设定得比所述回旋涡盘的卷板厚度大。

[0025] 另外，优选的是，所述油注入用口的开口部的中心位置设置在相对于固定涡盘内侧曲线的卷板卷绕结束端部而作为涡盘卷板卷绕角度为大致 $(2\pi/3)$ rad 内周侧的位置处，其中 π 为圆周率。

[0026] 另外，优选的是，吸入压力设定在 1.5MPaG ~ 1.8MPaG 的范围内，喷出压力设定在 2.8MPaG ~ 3.1MPaG 的范围内。

[0027] 此外，优选的是，吸入压力 P_s 与由所述固定涡盘及所述回旋涡盘形成的压缩室的设定容积比 V_r 之比 (P_s/V_r) 处于 0.7 ~ 1.2(MPaG) 的范围内。

[0028] 发明效果

[0029] 根据本发明的上述结构，在氦用密闭型涡旋式压缩机的结构中，具有以下的效果。

[0030] (1) 根据本发明的油注入用口结构，在吸入过程中容易受到来自周边部的加热的影响，借助单侧的回旋外侧的吸入工作室侧的油喷射来促进气体冷却，因此，即便在所需的低运转压力比条件的 $P_d/P_s = 1.6$ 前后，也可获得高容积效率和压缩室间的内部泄漏量的降低、从而压缩动力降低的效果。

[0031] (2) 根据高吸入压力条件的设定，可获得高气体流量，并且能够实现压缩机的小型化，从而制造成本变得有利。另外，气体流量的控制幅度获得较大，故节能效果较大地提高。

[0032] (3) 由于设定为设定容积比和吸入压力的最佳关系，故在所需的低运转压力比条件的 $P_d/P_s = 1.6$ 前后，相对于现有设备而能够使 η_e 效率系数飞跃性地提高，故节能效果变得极高。

[0033] (4) 当压缩动力降低时，作用于轴承部等滑动部的载重降低，故压缩机整体的可靠性提高。另外，由于轴承载重的降低，具有实现了滚柱轴承 (40) 的长寿命化的效果。

[0034] 上述以外的课题、结构及效果通过以下的实施方式的说明而变得明了。

附图说明

[0035] 图 1 是表示本实施例的纵形类型的氦用密闭型涡旋式压缩机的整体结构的一实施例的纵向剖视图。

[0036] 图 2 是固定涡盘 5 的俯视图。

[0037] 图 3 是固定涡盘 5 的纵向剖视图。

[0038] 图 4 是回旋涡盘 6 的俯视图。

[0039] 图 5 表示外线室 8a、内线室 8b 的吸入行程完成时的固定涡盘 5 和回旋涡盘 6 组合而成的状态。

[0040] 图 6 是从图 5 的状态进展了约 $1/2\pi$ 旋转角的状态的两涡盘卷板 5、6 的组合例。

[0041] 图 7 是从图 6 的状态再进展了约 $1/2\pi$ 旋转角的状态的两涡盘卷板 5、6 的组合例。

[0042] 图 8 表示旋转角和压缩室的内部压力的变化（压缩线）。

[0043] 图 9 是表示运转压力范围的说明图。

[0044] 图 10 是表示运转频率 Hd 和气体流量 Qs 之间的关系的说明图。

[0045] 图 11 是表示吸入压力 Ps 和效率系数 E （比率）之间的关系的说明图。

[0046] 附图标记说明如下：

[0047] 1... 密闭容器、3... 电动机部、3a... 定子、3b... 转子、5... 固定涡盘、6... 回旋涡盘、8... 压缩室、8a：回旋外侧压缩室、8b：回旋内侧压缩室、8c：回旋外侧的吸入工作室、8d：回旋内侧的吸入工作室、10... 喷出口、7... 框架、15... 吸入口、14... 旋转轴、14a... 偏心轴、17... 吸入管、20... 喷出管、22... 油注入用口、31... 油喷射管、400... 逆变器、40... 主轴承、32... 回旋轴承。

具体实施方式

[0048] 以下，利用图 1～图 11 对本发明的一实施例进行详细的说明。

[0049] 实施例 1

[0050] 图 1 是表示纵形结构中的本发明的注油式密闭型氦用涡旋式压缩机的一实施例的纵向剖视图。图 2 是固定涡盘 5 的俯视图，图 3 是上述的固定涡盘 5 的纵向剖视图。图 4 是回旋涡盘 6 的俯视图。图 5～图 7 是本发明的将两涡盘卷板 5、6 组合而成的剖视图。图 8 是表示旋转角和压缩室（回旋外侧压缩室（外线室）8a 和回旋内侧压缩室（内线室）8b 的压缩时的压力变化的压缩线。

[0051] 利用图 1，对于工作氦气的流动和喷射出的冷却油的流进行说明。将用于冷却氦气的油喷射管 31 贯通密闭容器 1 的上盖 2a 而与设于固定涡盘 5 的镜板部 5a 的油注入用口 22 连接，该油注入用口 22 的开口部与回旋涡盘 6 的卷板 6b（回旋侧卷板）的齿尖面对置而开口。在密闭容器 1 内的成为吸入配管 17 侧的上部收纳有涡旋式压缩机构部，在下侧收纳有电动机部 3。并且，密闭容器 1 内被划分为将框架 7 夹持在中间的喷出室 1a 和电动机室 1b。

[0052] 如图 5 和图 6 所示，涡旋式压缩机构部中，使固定涡盘 5 与回旋涡盘 6 相互啮合而形成压缩室 8（8a、8b）。回旋涡盘 6 包括：圆板状的镜板 6a（回旋侧板部）；竖直设立于该镜板 6a 且形成为与固定涡盘的卷板相同形状的卷板 6b（回旋侧卷板）；形成在镜板的卷板

相反面的轮毂部 6c。如图 7 所示,在基于两涡盘 5、6 的回旋运动的氦气的吸入行程的动作时,通过回旋涡盘 6 的外侧曲线 661 和固定涡盘 5 的内侧曲线 561 来形成回旋外侧的吸入工作室 8c。另一方面,通过回旋涡盘 6 的内侧曲线 662 和固定涡盘 5 的外侧曲线 562 来形成回旋内侧的吸入工作室 8d。框架 7 在中央部形成有轴承部 40(滚柱轴承),在该轴承部支承有旋转轴 14,旋转轴前端的偏心轴 14a 以能够进行回旋运动的方式插入上述轮毂部 6c 中。另外,在框架 7 借助多根螺栓而固定有固定涡盘 5,回旋涡盘 6 通过由欧氏环及欧氏键构成的欧氏机构 38 而支承于框架 7,回旋涡盘 6 以相对于固定涡盘 5 不自转而进行回旋运动的方式形成。在旋转轴 14 一体地连续设置有电动机轴 14b,并直接连接有电动机部 3。

[0053] 电动机部 3 从内部导线 3m 经由密封端子部 72 与连接器模块 70 而与逆变器部 400 相连。该逆变器部 400 既可以为 AC 规格,也可以为 DC 规格的逆变器。通常而言,DC 规格的逆变器有效地处于几%优势。500 为商用电源部。450、390 为三相的电源线缆。在固定涡盘 5 的吸入口 15 贯通过密闭容器 1 的上盖 2a 而连接有吸入管 17,开口有喷出口 10 的喷出室 1a 经由框架 7 的外缘部的第一通路 18a、18b 而与电动机室 1b(1b1、1b2) 连通。该电动机室 1b 与在密闭容器中央部的壳体部 2b 中贯通的喷出管 20 连通。喷出管 20 设置在相对于上述通路 18a、18b 的位置而大致相反侧的位置处。电动机室 1b 区分为定子 3a 的上部空间 1b1 和定子 3a 的下部空间 1b2。

[0054] 以将该两侧的空间 1b1、1b2 连通的方式,在定子 3a 与壳体部 1d 的内壁面 1m 侧之间形成有成为油和气体的流路部的通路 25(25b、25c)。另外,电动机 3 的气隙的间隙 26 也成为通路,且经由该间隙 26 而将空间 1b1 和空间 1b2 连通。在这样的容器内部的电动机室 1b1、1b2 内,在气体和冷却用喷射油的混合体的流的作用下,能够实现由 60℃~70℃ 的比较低温的上述混合体进行的向电动机的直接冷却。

[0055] 在吸入管 17 与固定涡盘 5 之间设有对高压部和低压部进行密封的 O 形环 53。另外,在回旋涡盘 6 的镜板的背面形成有由涡旋式压缩机部 2 与框架 7 围绕而成的空间 36(以下称为背压室),经由贯穿设置于回旋涡盘的镜板的两个微孔 6d 与 6f、6h 而向该背压室 36 导入有吸入压力 P_s 与喷出压力 P_d 的中间压力 P_b ,从而施加有将回旋涡盘 6 向固定涡盘 5 靠压的轴向上的作用力。润滑油 23 储存在密闭容器 1 的底部,该润滑油 23 经由油吸上管 27 和设于旋转轴 14a、14b 内的中心孔 13 而向回旋轴承 32 供给。向回旋轴承 32 供给并被排出的油向背压室 36 移动。

[0056] 另一方面,从中心孔 13 借助横孔 51 的离心泵作用而向下轴承 39 供给油。从该轴承 39 排出的油到达上方的滚柱轴承的主轴承部 40,并向背压室 36 移动。如此移动到背压室 36 的油经由所述孔 6d、6f 与横孔 6h 而向压缩室 8a、8b 排出并与压缩气体混合,接着与氦气一同向喷出室 1a 喷出。在所述密闭容器 1 的底部设有将该底部的润滑油 23 向设备外取出的油取出管 30。贮存在密闭容器 1 的底部的润滑油 23 在密闭容器 1 内的喷出压力 P_d 与所述压缩室 8 内部的压力 P_i 的差压、具体而言是油注入孔 22 的开口部的压力 (P_i) 的作用下,从油取出管 30 的流入部 30a 向该油取出管 30 内流出。向油取出管 30 内流出的油通过外部油配管 36a 而到达油冷却器 33,在该油冷却器 33 处进行适当冷却之后,通过油配管 36b 并经由油喷射管 31 及口 22 而向吸入工作室 8c 与压缩室 8(8a、8b) 注入。

[0057] 如此,向吸入工作室 8c 与压缩室 8a、8b 的油注入通过差压来实现,因此,通过设为以下说明的本实施例的油注入结构,由于该孔的开口部 22 靠近吸入压力侧,故能够确保比

现有设备大的用于供油的差压、进而能够确保油喷射量。

[0058] 如图 2 所示,固定涡盘 5 包括圆板状的镜板 5a(固定侧板部)和竖直设立于该镜板 5a 且呈渐开线曲线或者与该渐开线曲线近似的曲线形成的卷板 5b,且在该固定涡盘 5 的中心部具备喷出口 10,在该固定涡盘 5 的外周部具备吸入口 15(15a、15b)。Ok 是坐标中心点,Xk、Yk 是坐标轴。点 53 和点 54 表示形成压缩室的最外周部的接点位置。在图 5 中,回旋外侧压缩室(外线室)8a 通过回旋涡盘卷板外侧曲线 661 和固定涡盘卷板内侧曲线 561 来形成。回旋内侧压缩室(内线室)8b 通过回旋涡盘卷板的内侧曲线 662 和固定涡盘卷板外侧曲线 562 来形成。需要说明的是,齿槽尺寸(图 2 的 Dt 尺寸)由下式来赋予。

[0059] $Dt = 2 \times \varepsilon_{th} + t$

[0060] 此处, ε_{th} :回旋半径

[0061] t:卷板厚度

[0062] 如图 1 和图 3 所示,用于冷却工作氦气的油喷射管 31 贯通密闭容器 1 且在所述固定涡盘 5 的镜板部 5a 的齿槽底面 5z 上设定有单数的油注入用口 22(22a)。如此为了压缩机主体的冷却及使氦气的隔热压缩时的产生热的气体温度降低,具备冷却用油喷射结构。22a 为供油喷射管 31 插入的圆形孔。如图 7 所示,上述油注入用口 22 和位于上述两涡盘卷板终端部的吸入室 5f 经由由回旋涡盘外侧曲线 661 与固定涡盘内侧曲线 561 形成的回旋外侧的吸入工作室 8c 而在其一恒定的回旋角度范围内连通,且该角度最佳为约 180 度(图 8 的 θ_5 的值)。

[0063] 另一方面,如图 6 所示,以使吸入室 5f 和由回旋涡盘内侧曲线 662 与固定涡盘外侧曲线 562 形成的回旋内侧的吸入工作室 8d 处于与油注入用口完全不连通的位置的方式,将该油注入用口 22 的开口部设定于固定涡盘 5 的齿槽底面 5z。

[0064] 上述回旋外侧的吸入工作室 8c 与回旋内侧的吸入工作室 8d 为吸入行程时的工作空间,且为与吸入容积相关的空间。

[0065] 如图 2 所示,上述该油注入用口 22 的位置设定在:相对于固定涡盘卷板内侧曲线 561 的成为最外周部的点 54 而作为涡盘卷板卷绕角度的 $\Delta \theta_s = \text{约 } (2\pi/3) \text{ rad}$ 的内周侧的位置处。另外,如图 3 所示,上述油注入用口 22 的开口部为圆形,且将其孔径 d_o 设定得比回旋涡盘 6 的卷板厚度 t 大。即,设定为 $d_o > t$ 。需要说明的是,固定涡盘 5 和回旋涡盘 6 各自的卷板厚度以 t 计设定为相同的值。

[0066] 通过设定为上述的位置关系,由此从氦气的吸入行程的中途的较早的时间(时期)开始,通过油注入来促进向氦气的冷却,故可获得压缩机的容积效率的提高效果。图 6 和图 7 中由箭头来表示吸入室 5f 周边的氦气的流。如两图所示,到达回旋外侧的吸入工作室 8c 的吸入通路成为如下的通路,即,从吸入孔 15b 在吸入室 5f 中逆时针地流动,自回旋涡盘卷板终端部 6k 向外侧流动,进而经由凹部 5m 而到达固定涡盘卷板终端部 54。另一方面,向回旋内侧的吸入工作室 8d 进而向压缩室 8b 侧的吸入通路长度成为从上述的吸入孔 15b 在吸入室 5f 中逆时针地流动并到达回旋涡盘卷板终端部 6k 的通路。因此,到达回旋外侧的吸入工作室 8c 的吸入通路相对于到达另一方的回旋内侧的吸入工作室 8d 的吸入通路的长度而言,大概增长凹部 5m 的通路等的半周量,从而变得容易受到来自壁面的热传递的影响。但是,通过设为上述结构,以能够排除与通路长度相关的来自通路壁的加热损失的影响的方式,在早期实现由油喷射带来的冷却促进。

[0067] 在图 4 中, O_s 为坐标中心点, X_s 、 Y_s 为坐标轴。通过由回旋涡盘卷板外侧曲线 661 与固定涡盘卷板内侧曲线 561 形成的回旋外侧压缩室 8a 设定的设定容积比 V_{rs} 定义为下述式。

$$[0068] \quad V_{rs} = \frac{2 \lambda l_s - 4 \pi + \alpha}{2 \lambda s_s + 2 \pi + \alpha} \dots \dots \dots (2)$$

[0069] 在此, λl_s : 点 65 的卷板卷绕结束角度

[0070] (渐开线渐开角)

[0071] λs_s : 点 61 的卷板卷绕开始角度

[0072] (渐开线渐开角)

[0073] π : 圆周率

[0074] α : 回旋半径 ϵ_{th} 与涡盘卷板的基圆半径 a 之比 ($= \epsilon_{th}/a$)

[0075] 所谓“设定容积比 V_{rs} ”, 为回旋外侧压缩室 8a 的成为最大吸入容积的行程容积 V_{ths} 除以压缩室的喷出行程正前方的回旋外侧压缩室 8a 侧的最内室的容积 V_{d1} 的值。另一方面, 通过由回旋涡盘卷板内侧曲线 662 与固定涡盘卷板内侧曲线 562 形成的回旋内侧压缩室 8b 设定的设定容积比 V_{rk} 与上述 V_{rs} 同等。需要说明的是, 回旋涡盘 6 的卷板终端部 6k 的点 64 和点 65 通过圆弧半径 R_4 圆滑地连接。卷板始端部的点 61、点 60 和点 65 分别通过凸部形状的圆弧半径 R_s 和凹部形状的圆弧半径 R_3 圆滑地连接。6d 为将压缩室 8a、8b 与背压室 36 相连的中间压孔, 孔 6f 和横孔 6h 为将压缩室 8b 与侧部空间 6m (参考图 1) 相连的横孔通路。

[0076] 在本实施例中, 将上述设定容积比设为 $V_r = V_{rk} = V_{rs} = 1.7$ 。这是因为氦用压缩机的运转条件低的压力比区域、例如压力比 $P_d/P_s = 1.5 \sim 1.7$ 前后的运转条件是由近年以来所要求这样的氦固有的运转条件所决定的。当由与运转压力条件的关系来表示时, 压缩机的吸入压力 P_s (单位: MPaG) 和由固定涡盘侧与回旋涡盘侧形成的压缩室的设定容积比 V_r 之比 (P_s/V_r) 位于 $0.7 \sim 1.2$ (MPaG) 的范围内很重要。即, 节能效果受到吸入压力 P_s 和设定容积比 V_r 这两个因素较大影响。在该 P_s/V_r 的值中存在最佳的范围。作为这个最佳的 P_s/V_r 值的例子, 在 $V_r = 1.7$ 且 $P_s = 1.7$ MPaG 的条件下, 成为 $P_s/V_r = 1.0$ 。在现有技术中, P_s/V_r 值处于 $0.3 \sim 0.6$ (MPaG) 的范围内, 可期望进一步的节能效果。

[0077] 图 5 表示外线室 8a、内线室 8b 的吸入行程完成时的固定涡盘 5 和回旋涡盘 6 组合而成的状态。点 53 和点 64 成为接点, 另一方面, 点 54 和回旋涡盘侧外侧曲线 661 相接。在该状态下, 注入用口 22 的开口部仅仅与外线室 8a 侧连通。

[0078] 图 6 是从图 5 的状态进展了约 $1/2 \pi$ 旋转角的状态的两涡盘卷板 5、6 的组合例。在该状态下, 注入用口 22 的开口部仅仅与内线室 8b 侧连通。另外, 注入用口 22 的开口部与单侧的中间压孔 6d 和横孔通路 6f、6h 均连通。通过将这三处孔 22、6d (仅仅单侧)、6f 设为暂时连通的位置关系, 由此从注入用口 22 注入的大量的油能够从该压缩室 8b 也向背压室 36 侧泄漏, 从而不会充满油。因此, 具有能够避免因油压缩引起的异常的压力上升这样的现象的作用・效果。

[0079] 图 7 是从图 6 的状态再进展了约 $1/2 \pi$ 旋转角的状态的两涡盘卷板 5、6 的组合例。在该状态下, 通过将孔径 d_o 和卷板厚度 t 的关系设定为圆形孔 22 时的 $d_o > t$ 的尺寸

关系,由此这些油注入用口 22 与回旋内侧压缩室 8b 和回旋外侧的吸入工作室 8c 这两侧连通。其连通的角度范围在图 8 中成为 $\theta 4$ 。

[0080] 图 8 中将回旋运动时的旋转角设为横轴来表示压缩室 8a、8b 的压力变化 (P_i/P_s)。(A) 点为吸入行程的开始位置, (B) 点为结束位置, 并且成为压缩开始点。(C) 点为压缩结束位置, 在其以后的旋转角中成为喷出行程。吸入行程时的旋转角成为 $\theta 1 = 2\pi$ 。回旋角度范围的 $\theta 2$ 为注入用口 22 的开口部与外线室 8a 侧连通的角度范围。回旋角度范围的 $\theta 3$ 为注入用口 22 的开口部与内线室 8b 侧连通的角度范围, 回旋内线室 8b 侧成为经由油注入口 22 而与吸入室 5f 侧完全不连通的位置关系。

[0081] 通过以上说明的本实施例的油喷射结构, 向回旋外侧的吸入工作室 8c 及两侧的压缩室 8a、8b 的油注入即便在低压力比条件下也可顺畅地进行, 该注入后的冷却油在两压缩室 8 内发挥工作气体的冷却功能和压缩室间的密封功能。另外, 没有遗漏且有效地进行涡盘卷板前端部等的滑动部的润滑。其结果是, 确保了氦用密闭型涡旋式压缩机的高容积效率和由内部泄漏降低来实现的高压缩效率, 从而作为压缩机整体而能够确保高可靠性。

[0082] 图 9 是表示运转压力范围的说明图, 图 10 是表示运转频率 (H_d) 和气体流量 Q_s 之间的关系图的例子的说明图。在本实施例中, 利用外部的逆变器 400 来对驱动用电动机部 3 进行驱动。现有的运转范围在图 9 中, 为 (E)-(A)-(B)-(C)-(D)-(E) 的范围。在本实施例中, 为 (K)-(F)-(G)-(J)-(K) 的范围, 具体而言, 将吸入压力 P_s 特定设定在 1.5MPaG ~ 1.8MPaG 的范围内, 将喷出压力 P_d 特定设定在 2.8MPaG ~ 3.1MPaG 的范围内。即, 相对于现有的运转范围而向高吸入压力及高喷出压力偏移。另外, 也可以为 (E)-(A)-(B)-(F)-(G)-(J)-(H)-(D)-(E) 的范围。

[0083] 通过设为这样的运转范围的条件设定, 如图 10 所示, 根据作为现有技术的气体流量的 (A) \Leftrightarrow (B) 的特性, 可获得 (C) \Leftrightarrow (D) 的特性、(E) \Leftrightarrow (F) 的特性, 其结果是, 相对于现有技术而言, 作为压缩机的气体流量比, 在本实施例中能够提高到 2 倍 ~ 3 倍。由此, 能够实现压缩机的小型化。另外, 作为气体流量的容量控制幅度, 在现有技术中 $\{(A) \text{ 的气体流量}\} / \{(B) \text{ 的气体流量}\} = 0.4$ 等级, 作为容量控制幅度而成为从 40% 到 100% 的气体流量变化, 但与其相对地, 本实施例的容量控制幅度成为 $\{(A) \text{ 的气体流量}\} / \{(F) \text{ 的气体流量}\} = 0.15$ 等级, 作为容量控制幅度, 可获得从 15% 到 100% 的气体流量变化的幅度。如此, 容量控制性得以提高, 节能效果变大。通过设为这样的上述结构, 能够实现更加小型且高性能的氦用涡旋式压缩机。

[0084] 图 11 是表示吸入压力 P_s 和 He 效率系数 E 的比率的关系图的说明图。所谓“He 效率系数 E”, 为气体流量 Q_s (Nm^3/hr) 除以压缩机输入 W_i (kW) (在逆变器驱动时为逆变器输入) 的值, 该值 E 越大而节能效果越高。作为逆变器驱动中的效果的事例示于图 11。如图 11 所示, 相对于现有技术的 (A) 点而在本实施例中在 (B) 点, 进而向 (C) 点的位置, 成为相对于现有设备为 2 倍 ~ 3 倍的极高的 He 效率系数。从 (A) 点到 (B) 点的效果是本实施例的油喷射结构和将吸入压力与喷出压力设定得较高的情况的效果所实现的, 作为 He 效率系数之比成为约 2.5 倍。另外, 从 (B) 点到 (C) 点的效果是将设定容积比从 $V_r = 2.1$ 设定为本实施例的 $V_r = 1.7$ 前后的情况的效果所实现的, 作为 He 效率系数之比成为约 1.2 倍。其结果是, 本实施例的 He 效率系数的提高效果从 (A) 点向 (C) 点变化, 作为该 He 效率系数之比成为约 3 倍, 节能效果变得显著。本实施例的压缩机的吸入压力 P_s 和由固定涡盘侧与

回旋涡盘侧形成的压缩室的设定容积比 V_r 之比 (P_s/V_r) 设定在 0.7 ~ 1.2 (MPaG) 的范围内的恒定速度设备用的氦压缩机中的效率系数 E 同样地,可实验性地获得相对于现有设备为约 2 倍 ~ 3 倍的极高等级的值。如此,本实施例能够适用于恒定速度设备用及逆变器驱动用氦压缩机之中。

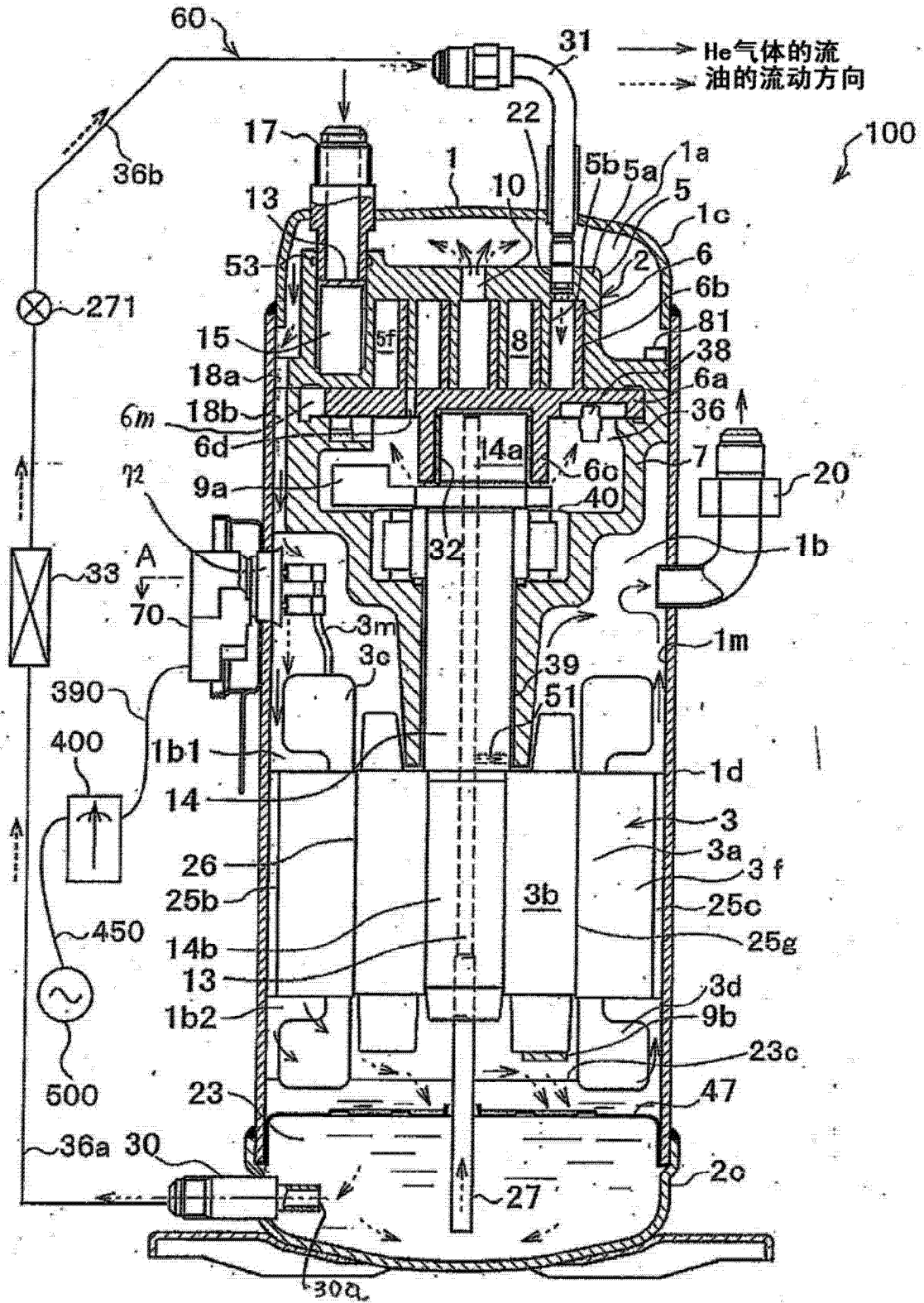


图 1

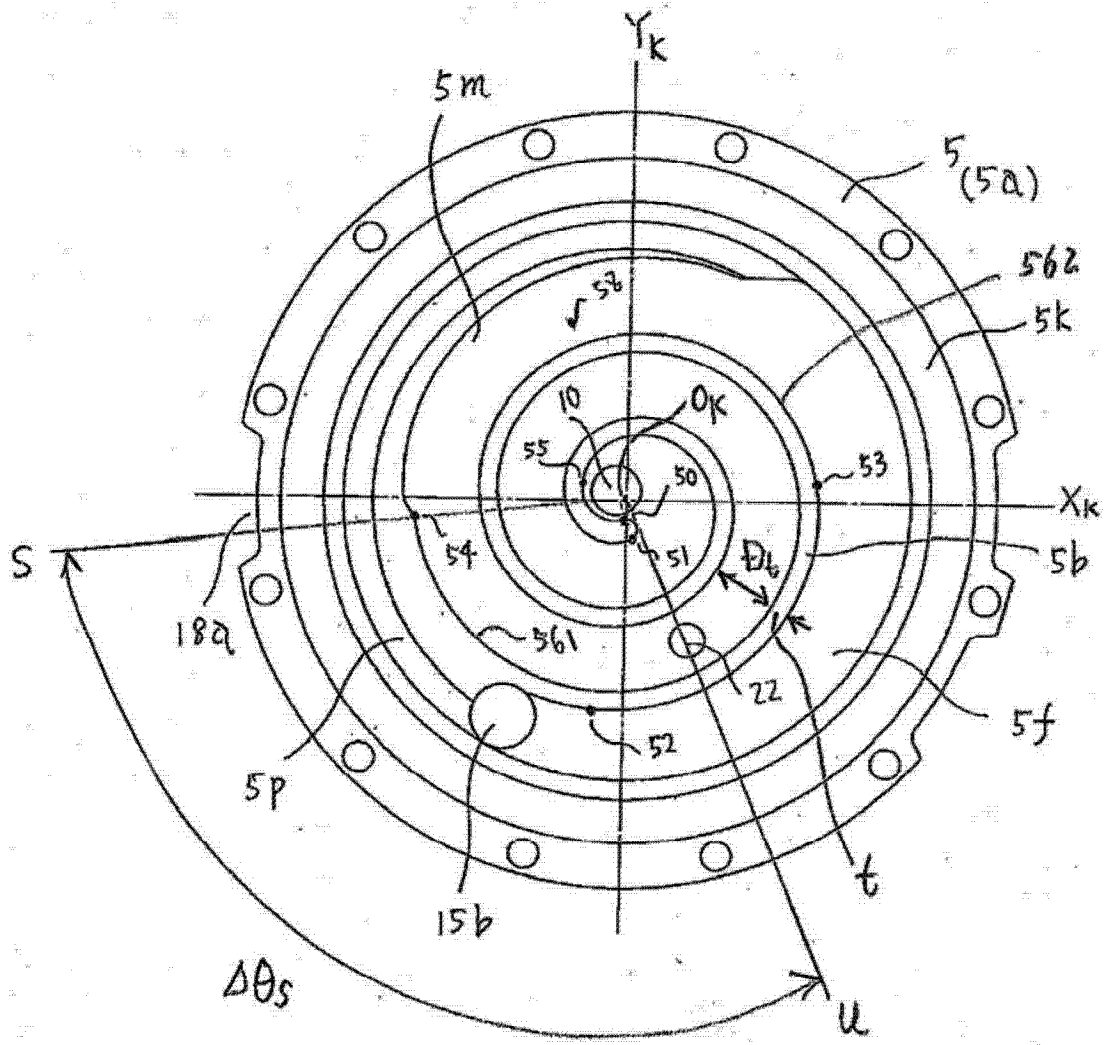


图 2

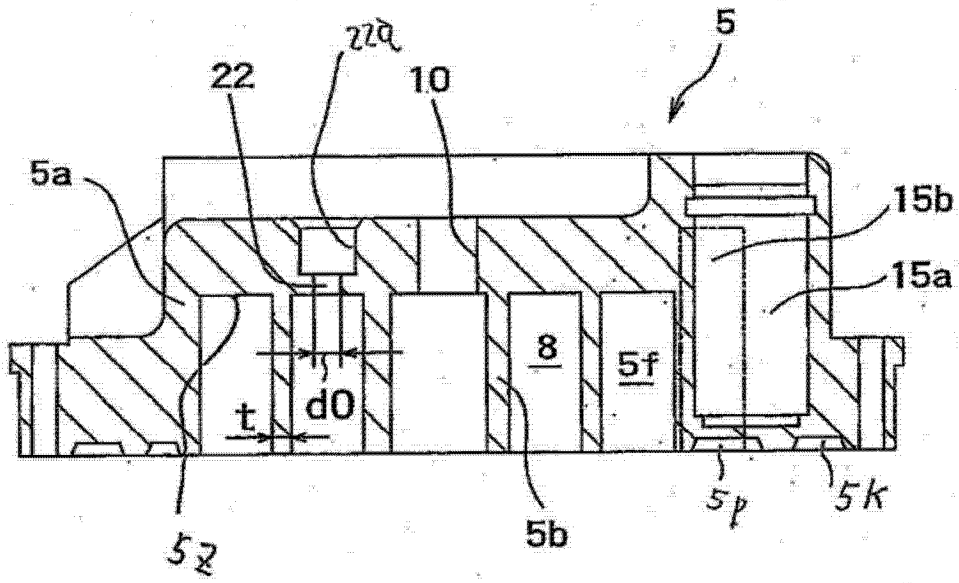


图 3

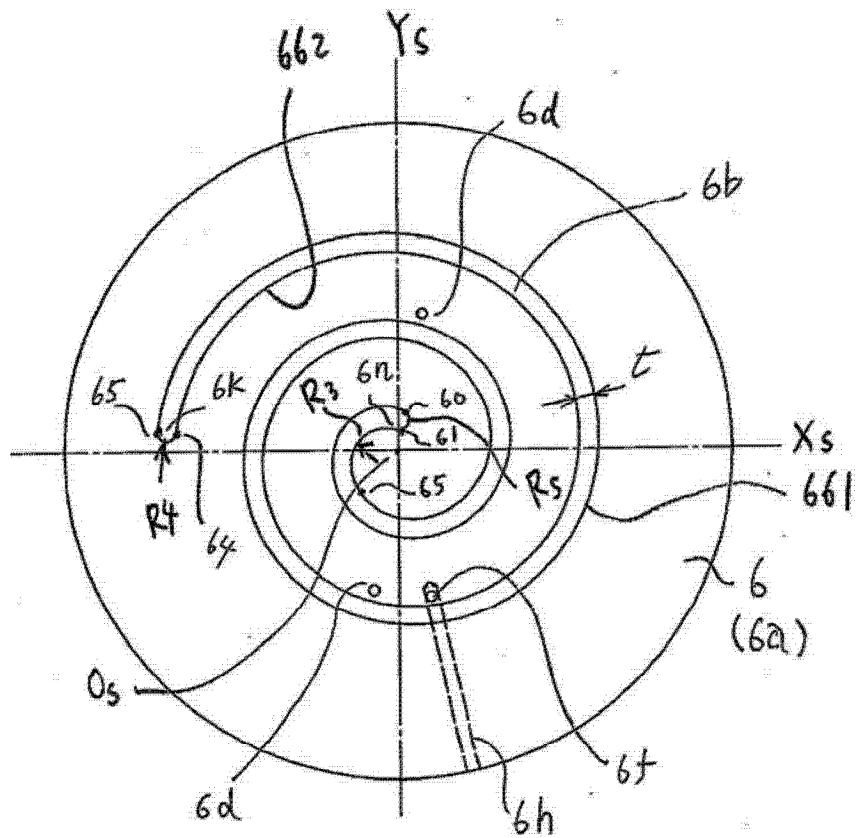


图 4

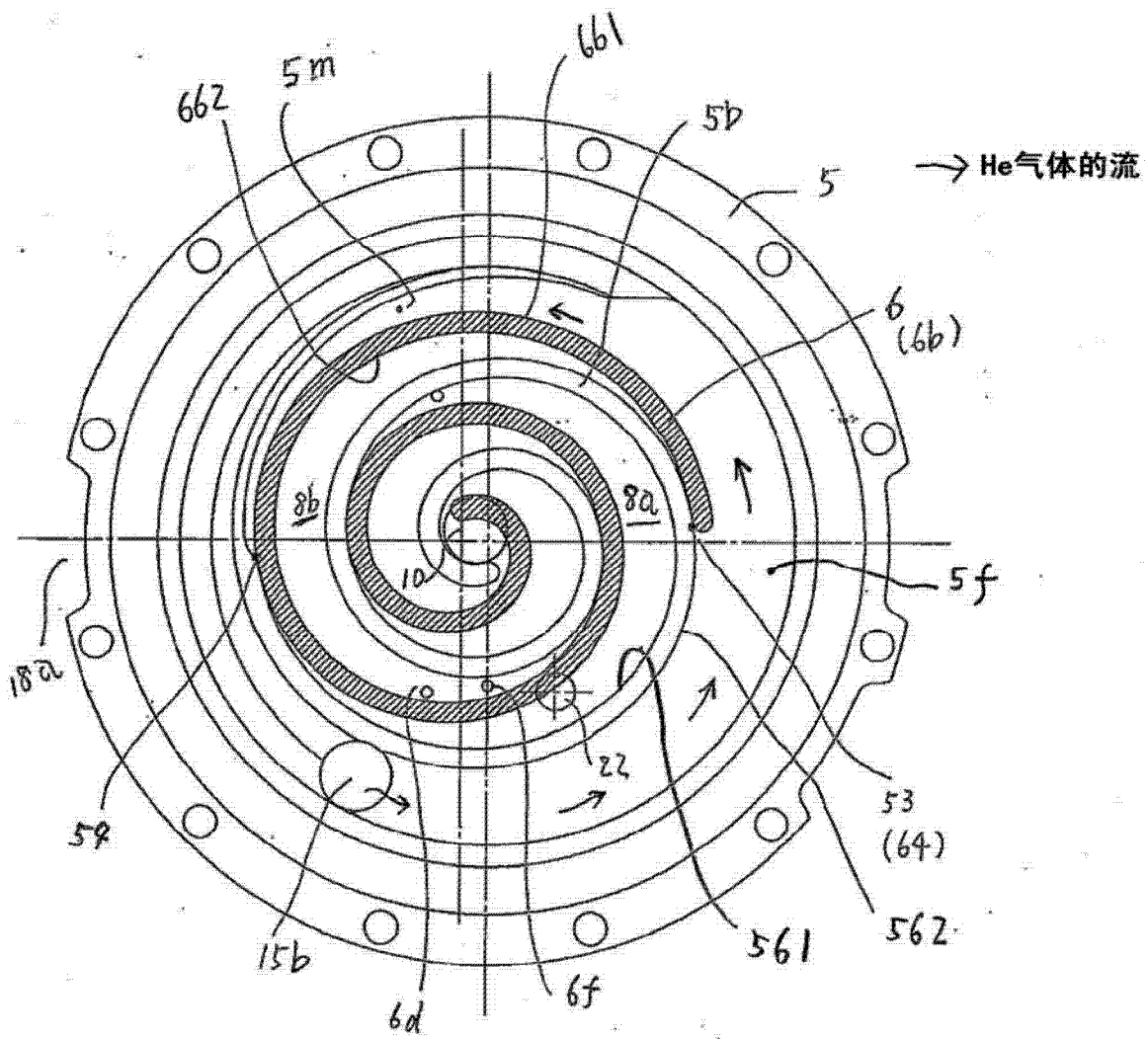


图 5

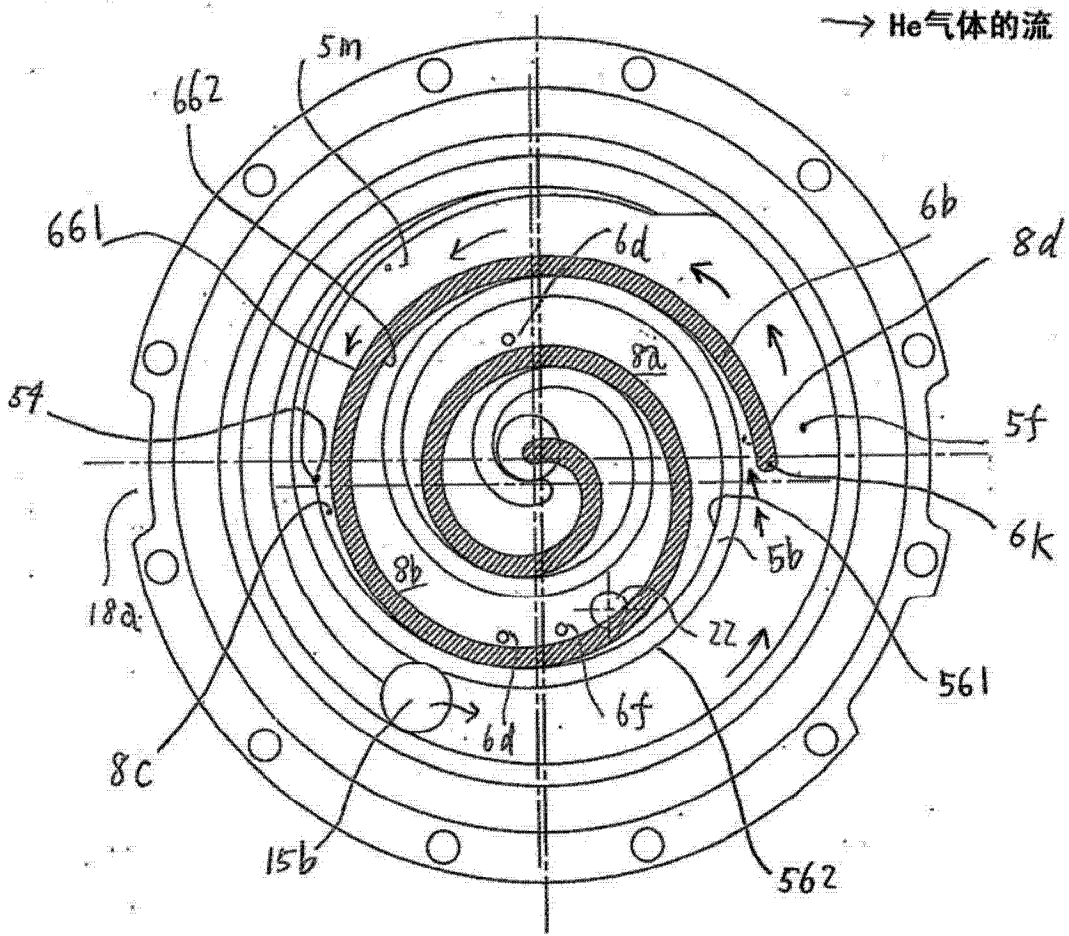


图 6

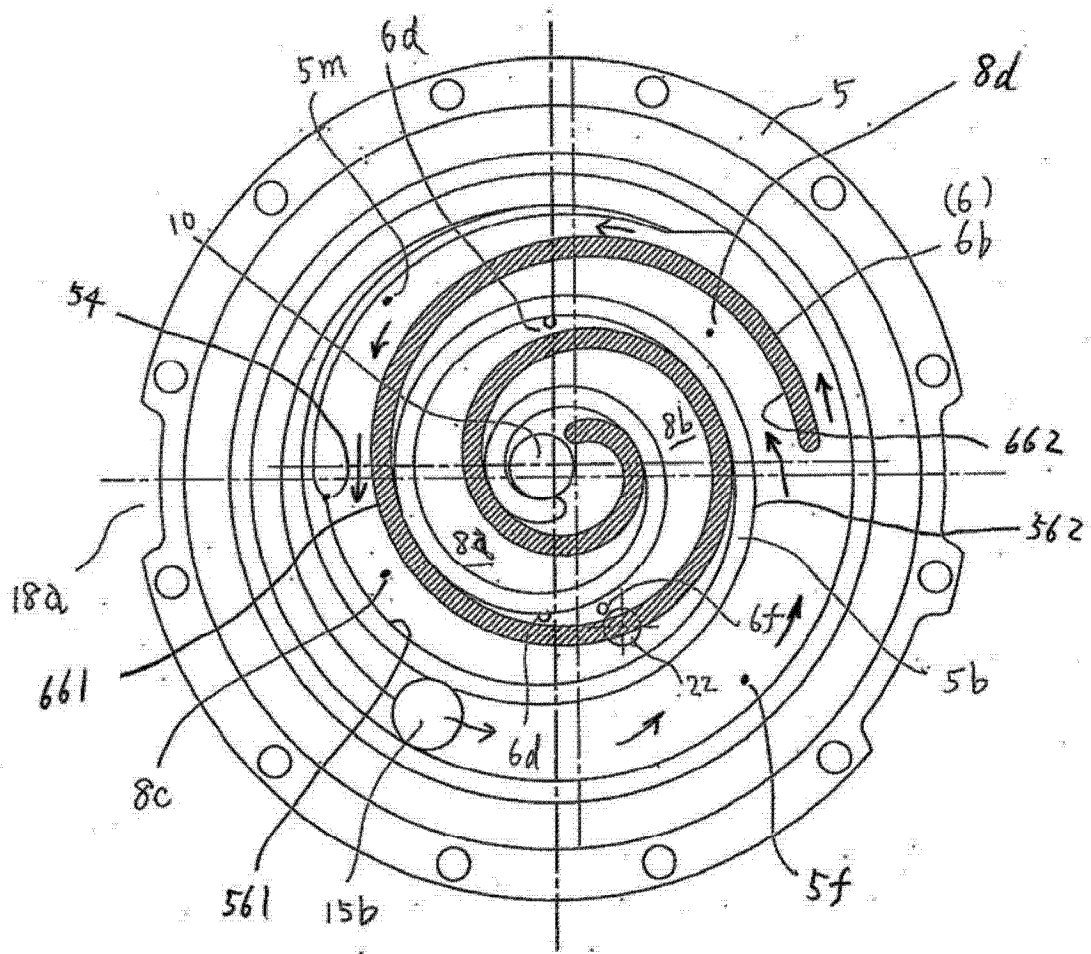


图 7

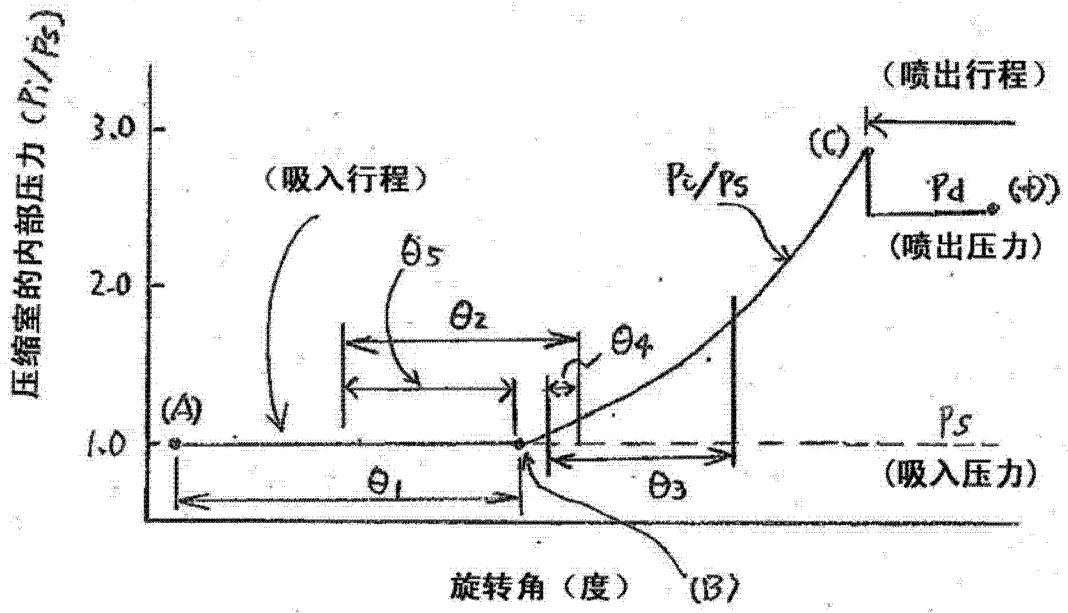


图 8

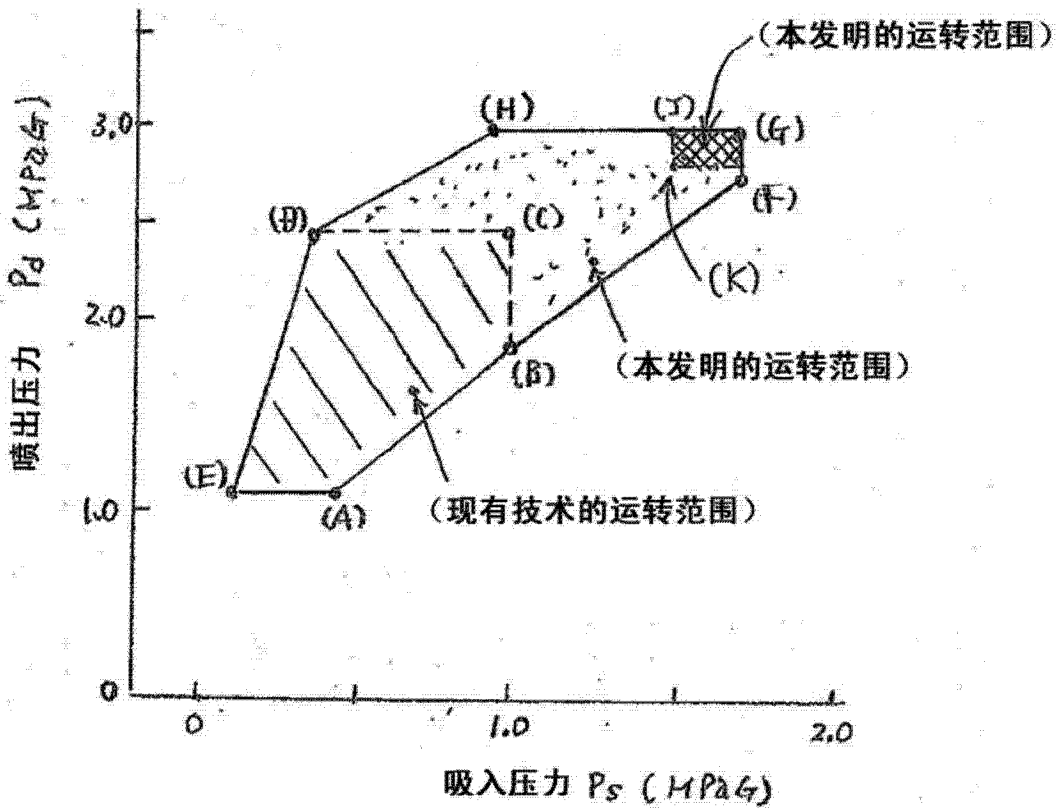


图 9

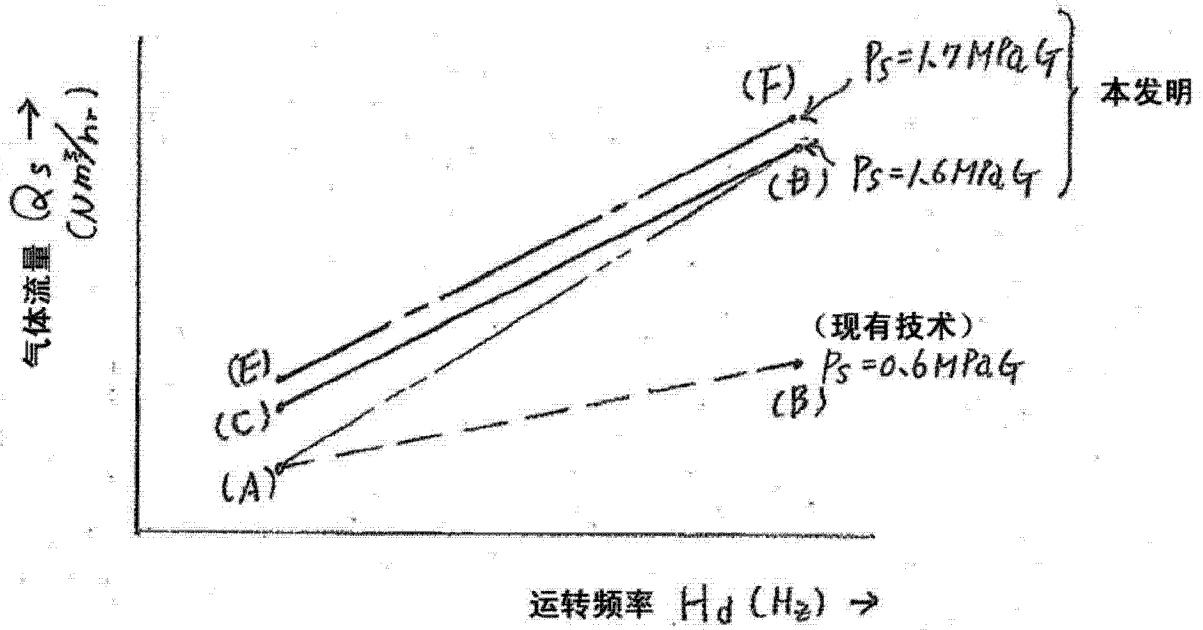


图 10

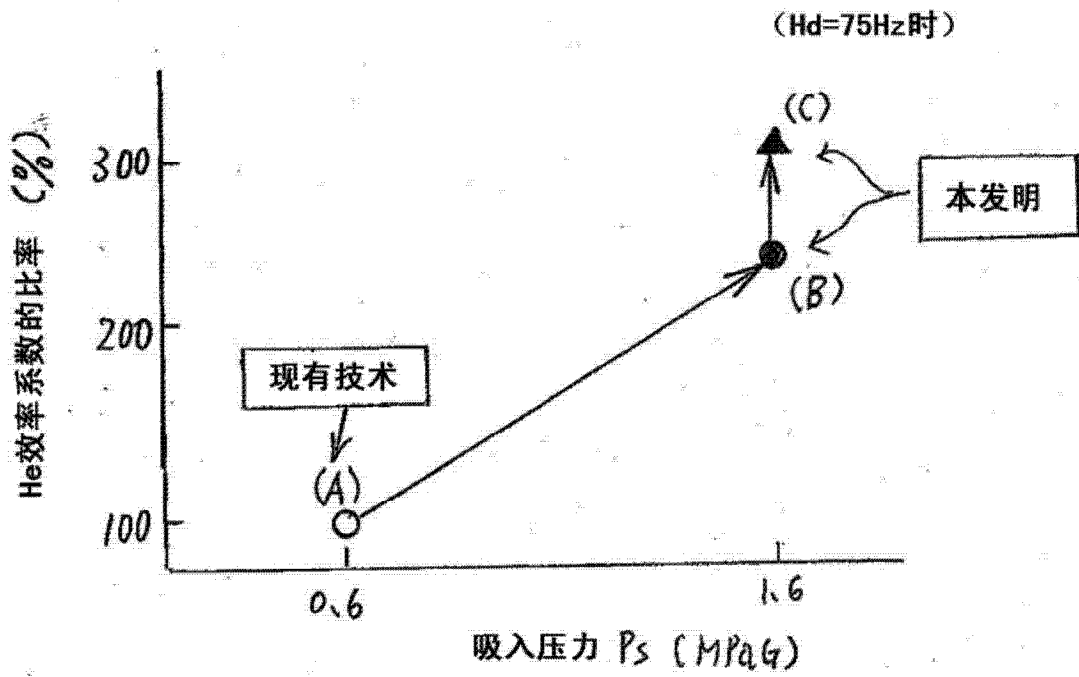


图 11