(19)中华人民共和国国家知识产权局

(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 103939375 B
(45)授权公告日 2016.02.17

(21)申请号 201410168572.0

(22)申请日 2014.04.24

(73)专利权人 广东美芝制冷设备有限公司
地址 528333 广东省佛山市顺德区顺峰山工业开发区

(72)发明人 郭宏 张诚 梁双建

(74)专利代理机构 北京清亦华知识产权代理事务所（普通合伙） 11201
代理人 黄德海

(51)Int.Cl.
F04D 27/00(2006.01)
F04C 28/24(2006.01)

(56)对比文件
CN 2228989 Y,1996.06.12,
WO 2011155176 A1,2011.12.15,
CN 87201988 U,1988.02.17,
JP 2008101503 A,2008.05.01,
CN 2031459 U,1989.01.25,
JP 4680863 B2,2011.05.11,
CN 201902311 U,2011.07.20,
JP H11141474 A,1999.05.25,
CN 2433422 Y,2001.06.06,
CN 2632344 Y,2004.08.11,

审查员 柳旭

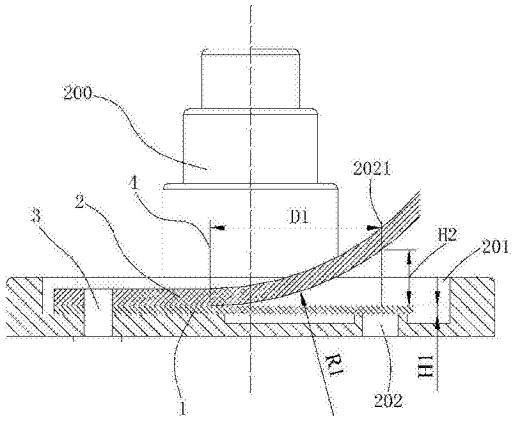
权利要求书2页 说明书10页 附图7页

(54)发明名称

用于压缩机的排气机构及具有该排气机构的压缩机

(57)摘要

本发明公开了一种压缩机及排气机构，所述排气机构包括：排气阀片和升程限制器，排气阀片的厚度为H1；升程限制器位于排气阀片的一侧，升程限制器的朝向排气阀片的侧面构造有压紧面和上升面，压紧面与排气阀片紧贴，上升面与压紧面相连且上升面包括至少一段圆弧面，至少一段圆弧面中曲率半径最小的一段的曲率半径为R1，通过压紧面与上升面交界处且平行于压缩机的曲轴的中心轴线的方向的平面为交界面，交界面与排气口的中心线的距离为D1，排气口的中心线与上升面的交点距离压紧面的距离为H2，其中H1、H2、D1满足：$2.0mm \le H2 \le \frac{275\times H1-\sqrt{(275\times H1)^2-4\times D1^2}}{2}$，R1满足：$\frac{1}{R1} \le \frac{1}{137.5\times H1}$。根据本发明的排气机构，在保证压缩机运转可靠性的同时，进一步提升了压缩机的能效。



CN 103939375 B

1.一种用于压缩机的排气机构，所述压缩机包括压缩机构，所述压缩机构具有用于排气的排气口，所述排气机构包括排气阀片和升程限制器，所述排气阀片用于打开或关闭所述排气口，所述排气阀片的最大厚度为H1，所述升程限制器位于所述排气阀片的一侧，所述升程限制器和所述排气阀片适于通过紧固部件紧固在所述压缩机构上，所述升程限制器的朝向所述排气阀片的侧面构造有压紧面和上升面，所述压紧面与所述排气阀片紧贴，所述上升面与所述压紧面相连且所述上升面包括至少一段圆弧面，所述至少一段圆弧面中曲率半径最小的一段圆弧面的曲率半径为R1，其中通过所述压紧面与所述上升面交界处并且平行于所述压缩机的曲轴的中心轴线的方向的平面为交界面，所述交界面与所述排气口的中心线平行且所述交界面与所述排气口的中心线的距离为D1，所述排气口的中心线与所述上升面的交点距离所述压紧面的距离为H2，其特征在于，

其中H1、H2、D1满足关系式：

$$2.0mm \le H2 \le \frac{275\times H1-\sqrt{(275\times H1)^2-4\times D1^2}}{2},$$

R1满足关系式：

$$\frac{1}{R1} \le \frac{1}{137.5\times H1}。$$

2.根据权利要求1所述的用于压缩机的排气机构，其特征在于，所述H2进一步满足关系式：H2 ≥ 2.5mm。

3.根据权利要求1所述的用于压缩机的排气机构，其特征在于，所述H2进一步满足关系式：H2 ≥ 3.0mm。

4.根据权利要求1所述的用于压缩机的排气机构，其特征在于，所述排气阀片的所用材料的弯曲疲劳极限值小于760Mpa。

5.一种用于压缩机的排气机构，所述压缩机包括压缩机构，所述压缩机构具有用于排气的排气口，所述排气机构包括排气阀片和升程限制器，所述排气阀片用于打开或关闭所述排气口，所述排气阀片的最大厚度为H1，所述升程限制器位于所述排气阀片的一侧，所述升程限制器和所述排气阀片适于通过紧固部件紧固在所述压缩机构上，所述升程限制器的朝向所述排气阀片的侧面构造有压紧面和上升面，所述压紧面与所述排气阀片紧贴，所述上升面与所述压紧面相连且所述上升面包括至少一段圆弧面，所述至少一段圆弧面中曲率半径最小的一段圆弧面的曲率半径为R1，其中通过所述压紧面与所述上升面交界处并且平行于所述压缩机的曲轴的中心轴线的方向的平面为交界面，所述交界面与所述排气口的中心线平行且所述交界面与所述排气口的中心线的距离为D1，所述排气口的中心线与所述上升面的交点距离所述压紧面的距离为H2，其特征在于，所述排气阀片具有固定端和自由端以及位于所述固定端与所述自由端之间的圆弧过渡段，所述圆弧过渡段的曲率半径为R2，

其中H1、H2、D1、R2满足关系式：

$$2.0mm \le H2 \le \frac{275\times H1\times R2-\sqrt{(275\times H1\times R2)^2-4\times(R2-137.5\times H1)^2\times D1^2}}{2\times(R2-137.5\times H1)},$$

R1、R2满足关系式：

$$\frac{1}{R1}+\frac{1}{R2}\leq\frac{1}{137.5\times H1}$$。

6. 根据权利要求 5 所述的用于压缩机的排气机构，其特征在于，所述 H2 进一步满足关系式：H2 ≥ 2.5mm。

7. 根据权利要求 5 所述的用于压缩机的排气机构，其特征在于，所述 H2 进一步满足关系式：H2 ≥ 3.0mm。

8. 根据权利要求 5 所述的用于压缩机的排气机构，其特征在于，所述排气阀片的所用材料的弯曲疲劳极限值小于 760Mpa。

9. 根据权利要求 5 所述的用于压缩机的排气机构，其特征在于，所述排气阀片的自由端相对固定端的挠曲值小于 1.5mm。

10. 一种压缩机，其特征在于，包括根据权利要求 1-9 中任一项所述的用于压缩机的排气机构。

用于压缩机的排气机构及具有该排气机构的压缩机

技术领域

[0001] 本发明涉及制冷设备领域，尤其是涉及一种用于压缩机的排气机构及具有该排气机构的压缩机。

背景技术

[0002] 在压缩机中，排气机构用于打开或封闭排气口，舌簧式排气机构由于结构简单、启闭响应时间短等原因而广泛应用于旋转式压缩机中。该排气机构一般包含以下几个部件：排气阀片、连接螺钉和升程限制器，其中排气阀片通过自身弹性刚度控制排气口的开启与闭合，升程限制器用于控制排气阀片上升高度，避免排气阀片上升过高而引起阀片应力过大从而造成阀片断裂，连接螺钉将排气阀片和升程限制器固定于带有排气口的轴承法兰座上。

[0003] 该排气机构中，升程限制器有效升程是一个重要设计参数，该参数对排气系统运转可靠性和压缩机运转效率都存在较大影响。有效升程过低，会增大压缩机排气阻力，有效升程偏高，又会带来排气机构运转可靠性的问题。

发明内容

[0004] 本申请是基于发明人对以下事实和问题的发现与认知作出的：发明人发现，在现有压缩机中，为了保证排气阀片升程量不至于过高而导致排气阀片损坏、甚至断裂，兼顾压缩机可靠性等因素，目前排气阀片均采用保守的设计方式，其有效升程均小于 2.0mm，这样虽然可以保证压缩机的运行可靠性，但是要牺牲压缩机的能效，特别对于大排量压缩机或者压缩机处于高频率运行工况时，对压缩机能效的制约比较明显。

[0005] 本发明旨在至少在一定程度上解决现有技术中的上述技术问题之一。为此，本发明的一个目的在于提出一种用于压缩机的排气机构，所述用于压缩机的排气机构通过对排气机构的相关设计参数进行控制，在保证压缩机运转可靠性的同时，为进一步提升压缩机能效提供了空间。

[0006] 根据本发明的另一个目的在于提出一种用于压缩机的排气机构。

[0007] 根据本发明的再一个目的在于提出一种具有上述排气机构的压缩机。

[0008] 根据本发明第一方面的用于压缩机的排气机构，所述压缩机包括压缩机构，所述压缩机构具有用于排气的排气口，所述排气机构包括：排气阀片，所述排气阀片用于打开或关闭所述排气口，所述排气阀片的厚度为 H1；升程限制器，所述升程限制器位于所述排气阀片的一侧，所述升程限制器和所述排气阀片适于通过紧固部件紧固在所述压缩机构上，所述升程限制器的朝向所述排气阀片的侧面构造有压紧面和上升面，所述压紧面与所述排气阀片紧贴，所述上升面与所述压紧面相连且所述上升面包括至少一段圆弧面，所述至少一段圆弧面中曲率半径最小的一段圆弧面的曲率半径为 R1，其中通过所述压紧面与所述上升面交界处并且平行于所述压缩机的曲轴的中心轴线的方向的平面为交界面，所述交界面与所述排气口的中心线平行且所述交界面与所述排气口的中心线的距离为 D1，所述排气口

的中心线与所述上升面的交点距离所述压紧面的距离为H2，其中H1、H2、D1满足关系式：$2.0mm \le H2 \le \frac{275\times H1-\sqrt{(275\times H1)^2-4\times D1^2}}{2}$，R1满足关系式：$\frac{1}{R1} \le \frac{1}{137.5\times H1}$。

[0009] 根据本发明的用于压缩机的排气机构，通过对排气机构的相关设计参数进行控制，例如控制升程限制器的有效升程H2及其上升面上的曲率半径R1，在保证压缩机运转可靠性的同时，为进一步提升压缩机能效提供了空间。

[0010] 进一步地，所述H2进一步满足关系式：H2≥2.5mm。

[0011] 进一步地，所述H2进一步满足关系式：H2≥3.0mm。

[0012] 可选地，所述排气阀片的所用材料的弯曲疲劳极限值小于760Mpa。

[0013] 根据本发明第二方面的用于压缩机的排气机构，所述压缩机包括压缩机构，所述压缩机构具有用于排气的排气口，所述排气机构包括：排气阀片，所述排气阀片用于打开或关闭所述排气口，所述排气阀片的厚度为H1，所述排气阀片具有固定端和自由端以及位于所述固定端与所述自由端之间的圆弧过渡段，所述圆弧过渡段的曲率半径为R2；升程限制器，所述升程限制器位于所述排气阀片的一侧，所述升程限制器和所述排气阀片适于通过紧固部件紧固在所述压缩机构上，所述升程限制器的朝向所述排气阀片的侧面构造有压紧面和上升面，所述压紧面与所述排气阀片紧贴，所述上升面与所述压紧面相连且所述上升面包括至少一段圆弧面，所述至少一段圆弧面中曲率半径最小的一段圆弧面的曲率半径为R1，其中通过所述压紧面与所述上升面交界处并且平行于所述压缩机的曲轴的中心轴线的方向的平面为交界面，所述交界面与所述排气口的中心线平行且所述交界面与所述排气口的中心线的距离为D1，所述排气口的中心线与所述上升面的交点距离所述压紧面的距离为H2，其中H1、H2、D1、R2满足关系式：$2.0mm \le H2 \le \frac{275\times H1\times R2-\sqrt{(275\times H1\times R2)^2-4\times(R2-137.5\times H1)^2\times D1^2}}{2\times(R2-137.5\times H1)}$，R1、R2满足关系式：$\frac{1}{R1}+\frac{1}{R2} \le \frac{1}{137.5\times H1}$。

[0014] 根据本发明的用于压缩机的排气机构，通过对排气机构的相关设计参数进行控制，例如控制升程限制器的有效升程H2及其上升面上的曲率半径R1，在保证压缩机运转可靠性的同时，为进一步提升压缩机能效提供了空间。

[0015] 进一步地，所述H2进一步满足关系式：H2≥2.5mm。

[0016] 进一步地，所述H2进一步满足关系式：H2≥3.0mm。

[0017] 可选地，所述排气阀片的所用材料的弯曲疲劳极限值小于760Mpa。

[0018] 可选地，所述排气阀片的自由端相对固定端的挠曲值小于1.5mm。

[0019] 根据本发明第三方面的压缩机，包括根据本发明上述第一方面或第二方面的用于压缩机的排气机构。

附图说明

[0020] 图1是根据本发明实施例的用于压缩机的排气机构的示意图；

[0021] 图2是图1中所示的排气机构的升程限制器有效升程H2与排气阀片弯曲应力关

系图；

[0022] 图 3 是图 1 中所示的排气阀片弯曲应力与排气阀片循环破坏次数关系曲线图；

[0023] 图 4 是图 1 中所示的在不同运转速度时升程限制器有效升程 H2 与压缩机 COP(Coefficient of Performance,性能系数）变化率的关系图；

[0024] 图 5 是图 1 中所示的升程限制器有效升程 H2 与压缩机性能及可靠性关系图；

[0025] 图 6 是图 1 中所示的排气阀片打开排气口时的示意图；

[0026] 图 7 是图 1 中所示的升程限制器曲率半径 R1 与排气阀片弯曲应力关系图；

[0027] 图 8 是图 1 中所示的升程限制器有效升程 H2、曲率半径 R1 与排气阀片弯曲应力关系图；

[0028] 图 9 是根据本发明另一个实施例的排气机构的示意图；

[0029] 图 10 是图 9 中所示的排气阀片的示意图；

[0030] 图 11 是图 9 中所示的升程限制器曲率半径 R1 与排气阀片弯曲应力关系图；

[0031] 图 12 是图 9 中所示的升程限制器有效升程 H2 与排气阀片弯曲应力关系图。

[0032] 附图标记：

[0033] 1：排气阀片；

[0034] 2：升程限制器；21：压紧面；22：上升面；23：圆弧过渡段；

[0035] 3：连接螺钉；4：交界面；

[0036] 200：主轴承；201：轴承阀座；202：排气口；2021：中心线。

具体实施方式

[0037] 下面详细描述本发明的实施例，所述实施例的示例在附图中示出，其中自始至终相同或类似的标号表示相同或类似的元件或具有相同或类似功能的元件。下面通过参考附图描述的实施例是示例性的，旨在用于解释本发明，而不能理解为对本发明的限制。

[0038] 在本发明的描述中，需要理解的是，术语“中心”、“横向”、“长度”、“宽度”、“厚度”、“上”、“下”、“左”、“右”、“竖直”、“水平”、“顶”、“底”、“内”、“外”等指示的方位或位置关系为基于附图所示的方位或位置关系，仅是为了便于描述本发明和简化描述，而不是指示或暗示所指的装置或元件必须具有特定的方位、以特定的方位构造和操作，因此不能理解为对本发明的限制。

[0039] 此外，术语“第一”、“第二”仅用于描述目的，而不能理解为指示或暗示相对重要性或者隐含指明所指示的技术特征的数量。由此，限定有“第一”、“第二”的特征可以明示或者隐含地包括一个或者更多个该特征。在本发明的描述中，“多个”的含义是至少两个，例如两个，三个等，除非另有明确具体的限定。

[0040] 在本发明中，除非另有明确的规定和限定，术语“安装”、“相连”、“连接”、“固定”等术语应做广义理解，例如，可以是固定连接，也可以是可拆卸连接，或成一体；可以是直接相连，也可以通过中间媒介间接相连，可以是两个元件内部的连通或两个元件的相互作用关系。对于本领域的普通技术人员而言，可以根据具体情况理解上述术语在本发明中的具体含义。

[0041] 在本发明中，除非另有明确的规定和限定，第一特征在第二特征之“上”或之“下”可以包括第一和第二特征直接接触，也可以包括第一和第二特征不是直接接触而是通过它

们之间的另外的特征接触。

[0042] 下面参考图 1- 图 12 描述根据本发明实施例的用于压缩机的排气机构，排气机构可以用于旋转式压缩机内。在本申请下面的描述中，以排气机构用于旋转式压缩机内为例进行说明。当然，本领域内的技术人员理解，排气机构还可以用于其它类型的压缩机内，而不限于旋转式压缩机。

[0043] 其中，压缩机例如旋转式压缩机包括压缩机构，压缩机构具有用于排气的排气口 202。根据本发明的一些优选实施例，排气口 202 可以形成在压缩机构的主轴承 200 上。但本发明不限于此，排气口 202 也可以形成在压缩机构的副轴承上。

[0044] 如图 1 所示，根据本发明第一方面实施例的用于压缩机的排气机构，包括排气阀片 1 和升程限制器 2。

[0045] 排气阀片 1 用于打开或关闭排气口 202，升程限制器 2 位于排气阀片 1 的一侧，升程限制器 2 和排气阀片 1 适于通过紧固部件紧固在压缩机构上。参照图 1，压缩机构上具有轴承阀座 201，排气口 202 形成在轴承阀座 201 上，排气阀片 1 水平布置，且排气阀片 1 的一端（例如，图 1 中的右端）覆盖在排气口 202 上，升程限制器 2 设在排气阀片 1 的远离排气口 202 的一侧（例如，图 1 中的上侧），排气阀片 1 和升程限制器 2 通过连接螺钉 3 固定在轴承阀座 201 上。具体地，排气阀片 1 和升程限制器 2 的左端通过连接螺钉 3 固定在轴承阀座 201 上，排气阀片 1 和升程限制器 2 的右端相对于其左端可上下移动。可选地，轴承阀座 201 可以设置在主轴承 200 上，也可以设置在副轴承上。

[0046] 这样，排气机构装配后，排气阀片 1 用于控制排气口 202 的开启与关闭，当主轴承 200 下面压缩腔内部工作气体压力大于系统排气压力时，排气阀片 1 在其上下表面压差作用下开启；当压缩机运转到某一位置时，主轴承 200 下面腔室变为吸气腔，排气阀片 1 下表面压力下降，此时排气阀片 1 将在自身弹性回复力和上下表面压差作用下实现对排气阀口的关闭。

[0047] 排气阀片 1 的最大厚度为 H1，也就是说，当排气阀片 1 的厚度变化时，将排气阀片 1 上的厚度最大处的厚度值定义为 H1；当排气阀片 1 的厚度不变时，可以将排气阀片 1 上的任意处的厚度值定义为 H1，此时 H1 为排气阀片 1 在上下方向上的高度，如图 1 所示。

[0048] 升程限制器 2 的朝向排气阀片 1 的侧面（例如，图 1 中的下侧面）构造有压紧面 21 和上升面 22，压紧面 21 与排气阀片 1 紧贴，即升程限制器 2 的与排气阀片 1 的始终保持接触的表面，压紧面 21 位于升程限制器 2 的采用连接螺钉 3 紧固的一端（例如，图 1 中的左端）。

[0049] 上升面 22 与压紧面 21 相连，且上升面 22 包括至少一段圆弧面，至少一段圆弧面中曲率半径最小的一段圆弧面的曲率半径为 R1。这里，需要说明的是，针对升程限制器 2 头部（例如，图 1 中的右部）开孔的情况，上升面 22 也包括扩展面，此时扩展面为上升面 22 的一部分。

[0050] 参照图 1，上升面 22 位于升程限制器 2 的覆盖排气口 202 的一端（例如，图 1 中的右端），上升面 22 可以与排气阀片 1 分离，上升面 22 可以使得升程限制器 2 远离排气口 202 抬升一定高度。可选地，上升面 22 可以包括一段或多段圆弧面，当上升面 22 包括一段圆弧面时，R1 为该段圆弧面的曲率半径；当上升面 22 包括多段圆弧面时，R1 为多段圆弧面中曲率半径最小的一段圆弧面的曲率半径。

[0051] 其中，通过压紧面 21 与上升面 22 交界处并且平行于压缩机的曲轴的中心轴线的方向的平面为交界面 4，交界面 4 与排气口 202 的中心线 2021 平行且交界面 4 与排气口 202 的中心线 2021 的距离为 D1，排气口 202 的中心线 2021 与上升面 22 的交点距离升程限制器 2 的压紧面 21 的距离为 H2。

[0052] 升程限制器 2 通过有效升程控制排气阀片 1 的最大上升高度，从而影响旋转式压缩机的运转可靠性和能效。图 2 是升程限制器 2 有效升程高度 H2 与排气阀片 1 弯曲应力的关系曲线，从图 2 中可以看出，随着有效升程 H2 的增加，排气阀片 1 弯曲应力值变大。对于压缩机用排气阀片 1 材料，其抗拉强度一般较高，排气阀片 1 单次运转超过其破坏应力的可能性较小。但由于排气阀片 1 需要不停地开启与闭合，在阀片材料中将产生周期性的交变循环应力，从而使排气阀片 1 发生弯曲疲劳破坏。

[0053] 图 3 为排气阀片 1 交变弯曲应力与排气阀片 1 可正常运转次数关系曲线，从图 3 中曲线可以看出，弯曲应力越高，排气阀片 1 可正常启闭的次数越少，弯曲应力越低，排气阀片 1 可正常启闭的次数越多，当弯曲应力低于某一个值以后，理论上认为排气阀片 1 将不会发生弯曲疲劳破坏，该应力值即为排气阀片 1 材料弯曲疲劳极限值。因此，为保证排气阀片 1 在压缩机全寿命周期内的运转可靠性，必须使排气阀片 1 运转过程中最大弯曲应力低于排气阀片 1 材料的弯曲疲劳极限值，这可以通过降低升程限制器 2 有效升程 H2 来实现。

[0054] 图 4 是不同运转速度时升程限制器 2 有效升程 H2 与压缩机 COP 变化率关系曲线。从图 4 中可以看出，降低升程限制器 2 有效升程 H2 将引起压缩机运转能效的下降，主要体现在有效升程 H2 影响压缩机排气阻力。当有效升程较低时，压缩机排气阶段排气阀片 1 开启高度也较低，压缩腔工作气体排出时，将受到来自排气阀片 1 的较大阻力，使压缩腔气体不能顺畅排出，气体过压缩较大，增大了压缩机入力，运转过程所做无用功增加，导致压缩机 COP 下降。因此从提高压缩机能效入手，应该提高升程限制器 2 有效升程 H2。

[0055] 升程限制有效升程 H2 对压缩机能效和可靠性的综合影响如图 5 所示。从图 5 中可以看出，在达到曲线的最高点之前，升程增加，排气阻力减小；在达到曲线的最高点之后，升程增加，回流冷媒增加，其中，曲线上右侧实线与虚线的交点为排气阀片 1 的弯曲疲劳破坏点，此时 $H2 = H2_{max}$。由此，在排气阀片 1 发生弯曲疲劳破坏之前，适当提高升程可以在保证压缩机运转可靠性同时，又能在一定程度上提升压缩机能效。由于在目前设计中，为保证可靠性，均采用保守设计，有效升程值一般小于 2.0mm。然而，有效升程在 2.0mm 到排气阀片 1 发生弯曲疲劳破坏之间还有一定提升能效的空间，这部分范围正是本发明专利对应的范围，在本实施例中，升程限制器 2 有效升程 H2 的取值范围为：

[0056] $$2.0mm \le H2 \le H2_{max} = \frac{275 \times H1 - \sqrt{(275 \times H1)^2 - 4 \times D1^2}}{2}$$

[0057] 下面针对该取值范围展开具体分析。

[0058] 当排气阀片 1 由初始安装位置上升到最高点时，排气阀片 1 上表面将紧贴升程限制器 2 的下表面而发生弯曲变形，如图 6 所示，其中虚线部分表示排气阀片 1 未弯曲时的状态。由于排气阀片 1 的厚度远小于升程限制器 2 的弯曲半径，因此可近似认为此时排气阀片 1 的弯曲半径等于升程限制器 2 的弯曲半径（即曲率半径 R1）。

[0059] 从力学模型上分析，排气阀片 1 在此时的变形可认为是一种纯弯曲状态，排气阀片 1 的上表面将产生压应力，排气阀片 1 的下表面将产生拉应力。

[0060] 由材料力学知识可知，纯弯曲状态下梁的正应力计算公式为：

[0061]

$$\sigma = E\frac{y}{\rho} \tag{1}$$

[0062] 其中：σ 为弯曲应力值，E 为材料的弹性模量，y 为观测点到中形层的距离，ρ 为弯曲半径。具体到本实施例的排气阀片 1 应力计算，由于排气阀片 1 的厚度远小于升程限制器 2 的弯曲半径，因此中性层位于排气阀片 1 厚度中心，排气阀片 1 的最大应力位于排气阀片 1 的上下表面位置，于是有 y ＝ H1/2，ρ ＝ R1，带入公式 (1) 得到弯曲过程中排气阀片 1 的最大应力计算公式为：

[0063] $$\sigma = E\frac{H1}{2\times R1}$$

[0064] 为保证排气阀片 1 不发生弯曲疲劳破坏，需要保证排气阀片 1 的最大弯曲应力小于排气阀片 1 的材料弯曲疲劳极限 $[\sigma]_{弯}$，即需要满足如下表达式：

[0065]

$$E\frac{H1}{2\times R1} \le [\sigma]_{弯} \tag{2}$$

[0066] 在旋转式压缩机中，排气阀片 1 主要采用 20C、7C27Mo2 和 Hiflex（目前旋转式压缩机的排气阀片 1 材料普遍采用山特维克的阀片钢，该材料为瑞典公司生产，没有对应中文名称，在论文和行业称呼中都叫做 Hiflex）三种阀片钢材料，在本实施例中，排气阀片 1 选用弯曲疲劳极限 $[\sigma]_{弯}$ 最大的 Hiflex 材料，该材料的弹性模量 E 为 2.09E11Pa，$[\sigma]_{弯}$ 等于 760MP_a，将相关参数带入表达式 (2)，得到：

[0067]

$$\frac{1}{R1} \le \left(\frac{1}{R1}\right)_{max} = \frac{1}{137.5\times H1} \tag{3}$$

[0068] 表示式 (3) 即为排气阀片 1 不发生弯曲疲劳破坏时升程限制器 2 弯曲半径 R1 需满足的条件，该值在图 7 中进行了标注。可以理解，R1 的具体数值可以根据具体的排气机构的结构进行设计，以更好地满足实际要求。

[0069] 对于升程限制器 2，其弯曲半径 R1、有效升程 H2 和上升部长度 D 几何关系如图 8 所示，由直角三角形几何关系可知，R1、D 和 H2 满足如下关系式：

[0070] $R1^2 = (R1-H2)^2 + D1^2$

[0071] 简化后，得到：

[0072]

$$R1 = \frac{D1^2 + H2^2}{2\times H2} \tag{4}$$

[0073] 将式 (4) 带入 (3)，并适当简化后，得到：

[0074]

$$H2 \le H2_{max} = \frac{275\times H1 - \sqrt{(275\times H1)^2 - 4\times D1^2}}{2} \tag{5}$$

[0075] 表达式 (5) 即保证排气阀片 1 不发生弯曲疲劳变形破坏有效升程需满足的条件，

该值在图 2 中进行了标注。

[0076] 目前在旋转式压缩机中，升程限制器 2 高度普遍低于 2.0mm，因此在本实施例中，将升程限制器 2 的范围设定为：

[0077] $$2.0mm \le H2 \le H2_{\max} = \frac{275 \times H1 - \sqrt{(275 \times H1)^2 - 4 \times D1^2}}{2}$$

[0078] 可以理解，升程限制器 2 的有效升程 H2 的具体数值可以根据具体的排气机构的结构等具体设计。这样，在保证排气阀片 1 运转可靠性的同时，为进一步提升压缩机能效提供了空间。

[0079] 根据本发明实施例的用于压缩机的排气机构，通过对排气机构的相关设计参数进行控制，例如控制升程限制器 2 的有效升程 H2 及其上升面 22 上的曲率半径 R1，在保证压缩机运转可靠性的同时，为进一步提升压缩机能效提供了空间。

[0080] 根据图 4 不同运转频率下升程限制器 2 的有效升程 H2 与压缩机 COP 变化率关系曲线，在本发明的一个具体实施例中，当 H2 为 2.5mm 左右时，60rps（转 / 秒）工况下压缩机 COP 达到最大值，因此作为本实施例的一种优选方案，取 H2 ≥ 2.5mm。由此，在保证压缩机运转可靠性的同时，进一步提升了压缩机的能效。

[0081] 同样地，参照图 4，当 H2 为 3.0mm 左右时，90rps 工况下压缩机 COP 达到最大值，因此作为本实施例的进一步优选方案，取 H2 ≥ 3.0mm。由此，在保证压缩机运转可靠性的同时，进一步提升了压缩机的能效。

[0082] 可选地，排气阀片 1 的所用材料的弯曲疲劳极限值小于 760Mpa。

[0083] 如图 9 所示，根据本发明第二方面实施例的用于压缩机的排气机构，包括排气阀片 1 和升程限制器 2。

[0084] 排气阀片 1 用于打开或关闭排气口 202，升程限制器 2 位于排气阀片 1 的一侧，升程限制器 2 和排气阀片 1 适于通过紧固部件紧固在压缩机构上。参照图 9，压缩机构上具有轴承阀座 201，排气口 202 形成在轴承阀座 201 上，排气阀片 1 水平布置，且排气阀片 1 的一端（例如，图 9 中的右端）覆盖在排气口 202 上，升程限制器 2 设在排气阀片 1 的远离排气口 202 的一侧（例如，图 9 中的上侧），排气阀片 1 和升程限制器 2 通过连接螺钉 3 固定在轴承阀座 201 上。具体地，排气阀片 1 和升程限制器 2 的左端通过连接螺钉 3 固定在轴承阀座 201 上，排气阀片 1 和升程限制器 2 的右端相对于其左端可上下移动。可选地，轴承阀座 201 可以设置在主轴承 200 上，也可以设置在副轴承上。

[0085] 这样，排气机构装配后，排气阀片 1 用于控制排气口 202 的开启与关闭，当主轴承 200 下面压缩腔内部工作气体压力大于系统排气压力时，排气阀片 1 在其上下表面压差作用下开启；当压缩机运转到某一位置时，主轴承 200 下面腔室变为吸气腔，排气阀片 1 下表面压力下降，此时排气阀片 1 将在自身弹性回复力和上下表面压差作用下实现对排气阀口的关闭。

[0086] 排气阀片 1 的最大厚度为 H1，也就是说，当排气阀片 1 的厚度变化时，将排气阀片 1 上的厚度最大处的厚度值定义为 H1；当排气阀片 1 的厚度不变时，可以将排气阀片 1 上的任意处的厚度值定义为 H1，此时 H1 为排气阀片 1 在上下方向上的高度，如图 9 所示。

[0087] 排气阀片 1 具有固定端、自由端、以及位于固定端与自由端之间的圆弧过渡段 23，圆弧过渡段 23 的曲率半径为 R2。其中，固定端为排气阀片 1 的通过连接螺钉 3 固定在轴

承阀座 201 上的一端（例如，图 9 和图 10 中的左端），自由端为排气阀片 1 的开启或关闭排气口 202 的一端（例如，图 9 和图 10 中的右端），即与固定端相对的一端，圆弧过渡段 23 连接在固定端和自由端之间。

[0088] 这样，排气机构装配后，使得排气阀片 1 自由端相对固定端产生一扰曲值 d，未装配之前预弯排气阀片 1 与其他部件的关系如图 9 中虚线部分所示，此时为了闭合排气口 202，圆弧过渡段 23 的弯曲会使得自由端密闭排气口 202。从而，当排气阀片 1 安装在轴承阀座 201 上以后，在排气阀片 1 中产生一初始应力，该初始应力提高排气阀片 1 与排气阀口之间的密封性，同时初始应力也可以提升排气阀片 1 的刚度，加快排气结束阶段排气阀片 1 的闭合速度，有利于提升排气阀片 1 的可靠性。然而，初始应力如果过大，将导致排气阀片 1 刚度过大，排气阻力增加，在本实施例中，将排气阀片 1 的自由端相对固定端的扰曲值 d 优选设置为小于 1.5mm。

[0089] 对于有预应力的排气阀片 1，当排气阀片 1 运动到贴紧升程限制器 2 时，其受力状态仍可以简化为纯弯曲梁，此时排气阀片 1 的弯曲应力由两部分组成，第一部分为初始应力部分，即排气阀片 1 由自然状态安装到轴承阀座 201 上时产生的应力，第二部分为排气阀片 1 由安装位置运动到贴紧升程限制器 2 时产生的应力，两部分变形过程均可看成是纯弯曲过程，只是弯曲半径不同。

[0090] 升程限制器 2 的朝向排气阀片 1 的侧面构造有压紧面 21 和上升面 22，压紧面 21 与排气阀片 1 紧贴，即升程限制器 2 的与排气阀片 1 的始终保持接触的表面，压紧面 21 位于升程限制器 2 的采用连接螺钉 3 紧固的一端（例如，图 9 中的左端）。

[0091] 上升面 22 与压紧面 21 相连，且上升面 22 包括至少一段圆弧面，至少一段圆弧面中曲率半径最小的一段圆弧面的曲率半径为 R1，这里，需要说明的是，针对升程限制器 2 头部（例如，图 9 中的右部）开孔的情况，上升面 22 也包括扩展面，此时扩展面为上升面 22 的一部分。

[0092] 参照图 9，上升面 22 位于升程限制器 2 的覆盖排气口 202 的一端（例如，图 1 中的右端），上升面 22 可以与排气阀片 1 分离，上升面 22 可以使得升程限制器 2 远离排气口 202 抬升一定高度。可选地，上升面 22 可以包括一段或多段圆弧面，当上升面 22 包括一段圆弧面时，R1 为该段圆弧面的曲率半径；当上升面 22 包括多段圆弧面时，R1 为多段圆弧面中曲率半径最小的一段圆弧面的曲率半径。

[0093] 其中，通过压紧面 21 与上升面 22 交界处并且平行于压缩机的曲轴的中心轴线的方向的平面为交界面 4，交界面 4 与排气口 202 的中心线 2021 平行且交界面 4 与排气口 202 的中心线 2021 的距离为 D1，排气口 202 的中心线 2021 与上升面 22 的交点距离升程限制器 2 的压紧面 21 的距离为 H2。

[0094] 由材料力学纯弯曲梁应力计算公式，得到预弯曲排气阀片 1 贴紧升程限制器 2 时排气阀片 1 的最大应力计算表达式为：

[0095] $$\sigma = E\frac{H1}{2\times R1} + E\frac{H1}{2\times R2}$$

[0096] 为保证排气阀片 1 不发生弯曲疲劳破坏，需要保证排气阀片 1 的最大弯曲应力小于排气阀片 1 材料弯曲疲劳极限 $[\sigma]_{弯}$，即需要满足如下表达式：

[0097]

$$\sigma = E\frac{H1}{2\times R1} + E\frac{H1}{2\times R2} \le [\sigma]_{弯} \tag{6}$$

[0098] 在旋转压缩机中，排气阀片 1 主要采用 20C、7C27Mo2 和 Hiflex 三种阀片钢材料，在本实施例中，排气阀片 1 采用弯曲疲劳应力最大的 Hiflex 材料，该材料的弹性模量 E 为 2.09E11Pa，$[\sigma]_{弯}$ 等于 760MPa，将相关参数带入表达式 (6)，得到：

[0099]

$$\frac{1}{R1} + \frac{1}{R2} \le \frac{1}{137.5\times H1} \tag{7}$$

[0100] 表示式 (7) 即为本实施例中排气阀片 1 不发生弯曲疲劳破坏时升程限制器 2 的弯曲半径 R1 需满足的条件，即 $\frac{1}{R1} \le \left(\frac{1}{R1}\right)'_{max} = \frac{1}{137.5\times H1} - \frac{1}{R2}$，该值在图 11 升程限制器 2 弯曲半径与弯曲应力关系曲线中进行了标注。可以理解，R1 的具体数值可以根据具体的排气机构的结构进行设计，以更好地满足实际要求。

[0101] 对于升程限制器 2，其弯曲半径 R1、有效升程 H2 和上升部长度 D 几何关系如图 7 所示，由直角三角形几何关系可知，R1、D 和 H2 满足如下关系式：

[0102] $R1^2 = (R1-H2)^2 + D1^2$

[0103] 简化后得到：

[0104]

$$R1 = \frac{D1^2 + H2^2}{2\times H2} \tag{8}$$

[0105] 将式 (8) 带入 (7)，并适当简化后，得到：

[0106]

$$H2 \le H2'_{max} = \frac{275\times H1\times R2 - \sqrt{(275\times H1\times R2)^2 - 4\times(R2-137.5\times H1)^2\times D1^2}}{2\times(R2-137.5\times H1)} \tag{9}$$

[0107] 表达式 (9) 即保证排气阀片 1 不发生弯曲疲劳变形破坏有效升程需满足的条件，该值在图 12 升程限制有效升程与阀片弯曲应力关系曲线中进行了标注。

[0108] 目前在旋转压缩中，升程限制器 2 高度普遍低于 2.0mm，因此在本实施例中，将升程限制器 2 的范围设定为：

[0109]

$$2.0mm \le H2 \le H2'_{max} = \frac{275\times H1\times R2 - \sqrt{(275\times H1\times R2)^2 - 4\times(R2-137.5\times H1)^2\times D1^2}}{2\times(R2-137.5\times H1)}$$

[0110] 可以理解，升程限制器 2 的有效升程 H2 的具体数值可以根据具体的排气机构的结构等具体设计。这样，在保证排气阀片 1 运转可靠性的同时，为进一步提升压缩机能效提供了空间。

[0111] 根据本发明实施例的用于压缩机的排气机构，通过对排气机构的相关设计参数进行控制，例如控制升程限制器 2 的有效升程 H2 及其上升面 22 上的曲率半径 R1，在保证压缩机运转可靠性的同时，为进一步提升压缩机能效提供了空间。

[0112] 根据图 4 不同运转频率下升程限制器 2 的有效升程 H2 与压缩机 COP 变化率关系曲线，在本发明的一个具体实施例中，当 H2 为 2.5mm 左右时，60rps（转 / 秒）工况下压缩机 COP 达到最大值，因此作为本实施例的一种优选方案，取 H2 ≥ 2.5mm。由此，在保证压缩机运转可靠性的同时，进一步提升了压缩机的能效。

[0113] 同样地，参照图 4，当 H2 为 3.0mm 左右时，90rps 工况下压缩机 COP 达到最大值，因此作为本实施例的进一步优选方案，取 H2 ≥ 3.0mm。由此，在保证压缩机运转可靠性的同时，进一步提升了压缩机的能效。

[0114] 可选地，排气阀片 1 的所用材料的弯曲疲劳极限值小于 760Mpa。

[0115] 根据本发明第三方面实施例的压缩机（图未示出），包括根据本发明上述第一方面实施例或第二方面实施例的用于压缩机的排气机构。

[0116] 在本说明书的描述中，参考术语“一个实施例”、“一些实施例”、“示例”、“具体示例”、或“一些示例”等的描述意指结合该实施例或示例描述的具体特征、结构、材料或者特点包含于本发明的至少一个实施例或示例中。在本说明书中，对上述术语的示意性表述不必须针对的是相同的实施例或示例。而且，描述的具体特征、结构、材料或者特点可以在任何的一个或多个实施例或示例中以合适的方式结合。此外，本领域的技术人员可以将本说明书中描述的不同实施例或示例进行接合和组合。

[0117] 尽管上面已经示出和描述了本发明的实施例，可以理解的是，上述实施例是示例性的，不能理解为对本发明的限制，本领域的普通技术人员在本发明的范围内可以对上述实施例进行变化、修改、替换和变型。

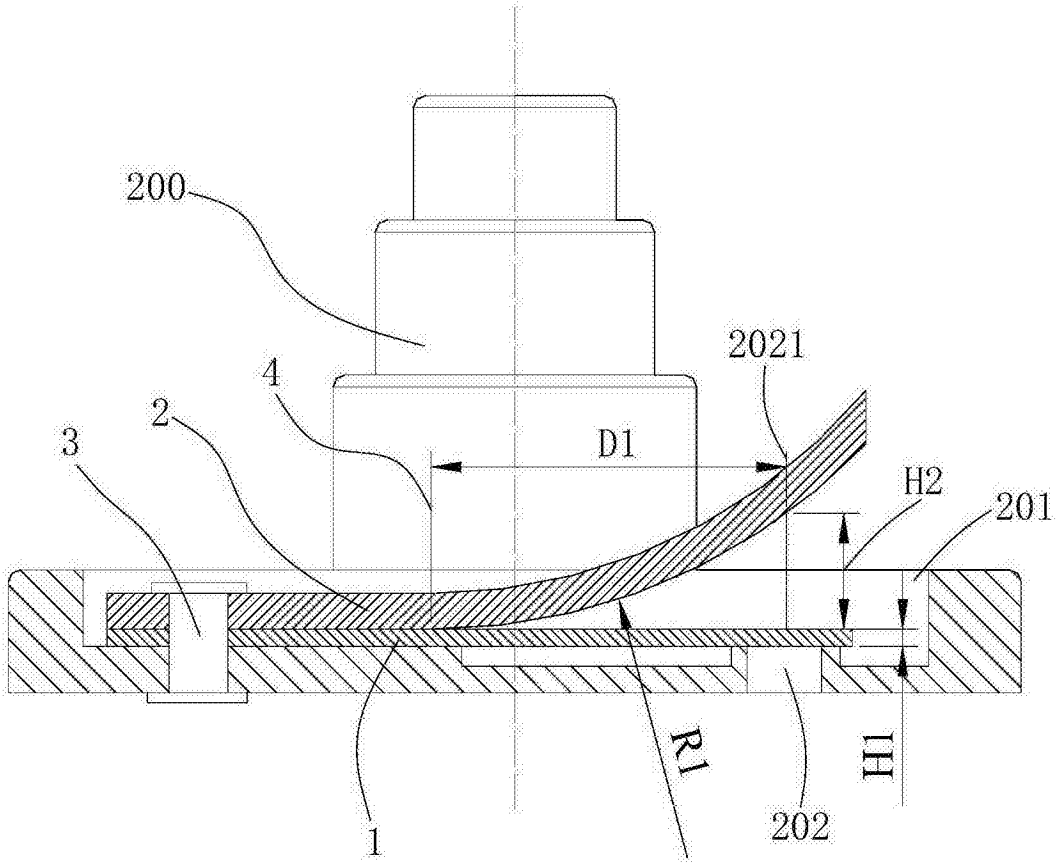


图 1

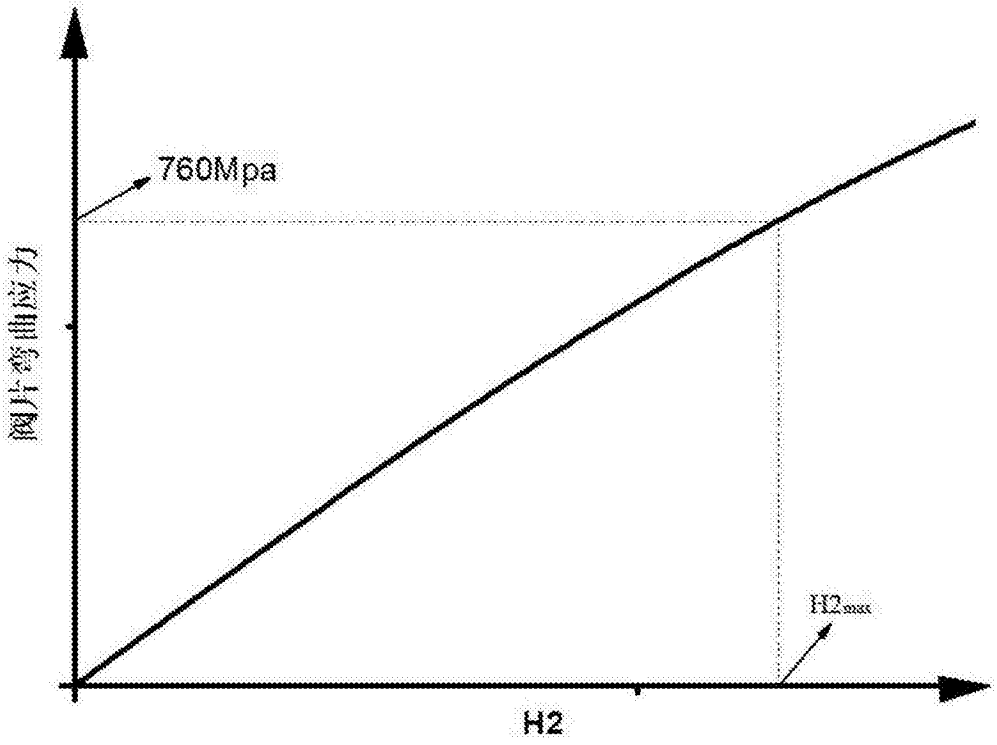


图 2

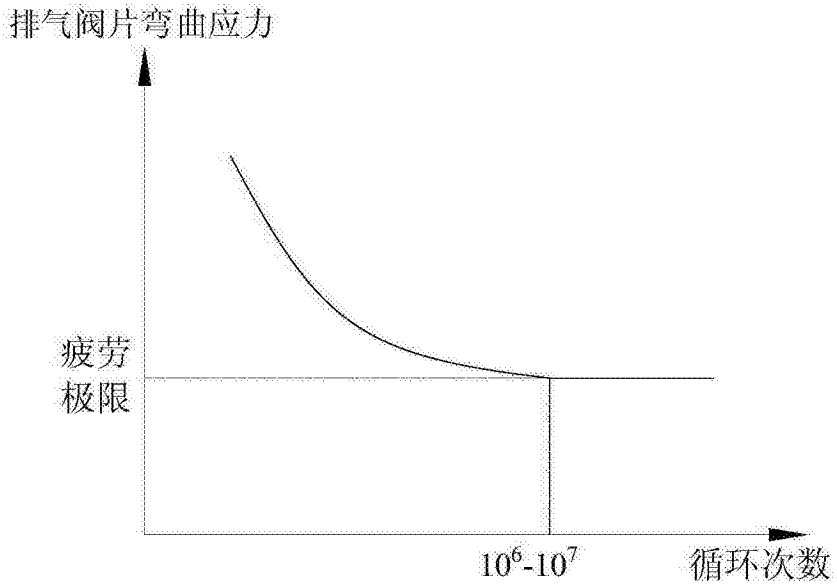


图 3

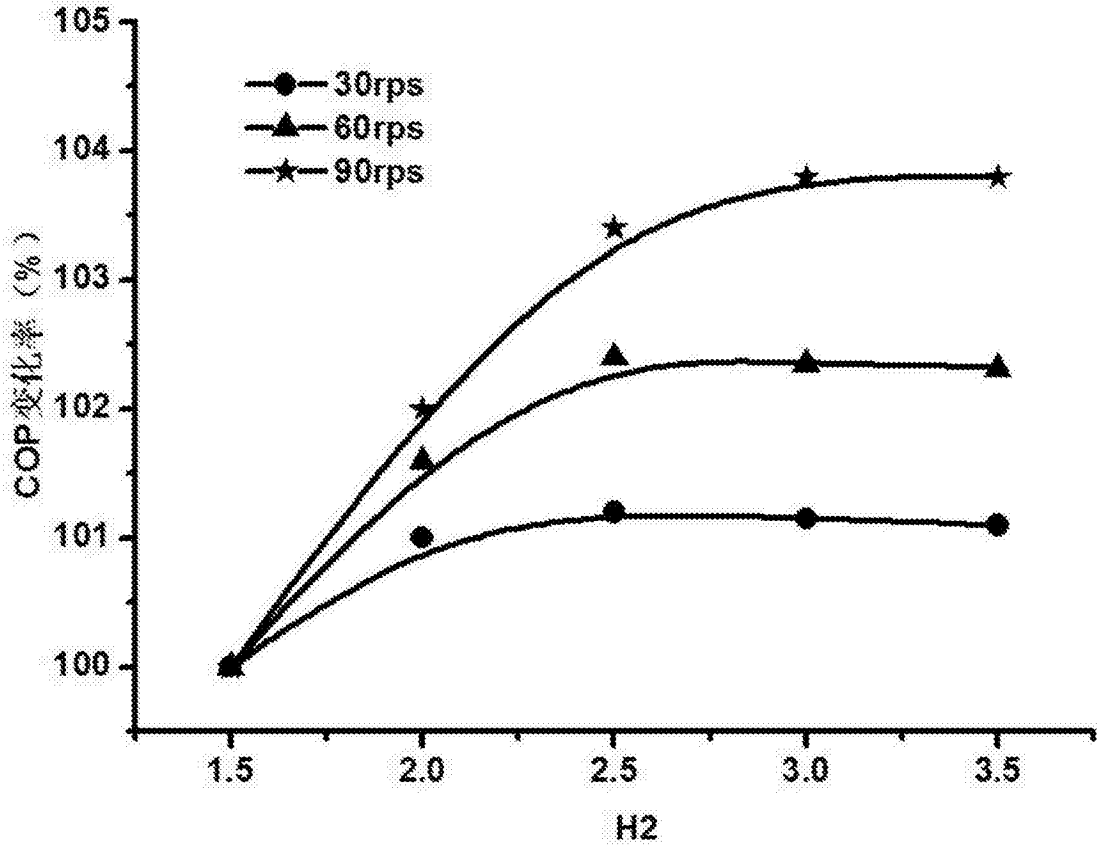

105
104
103
102
101
100
COP变化率（%）
30rps
60rps
90rps
1.5
2.0
2.5
3.0
3.5
H2

图 4

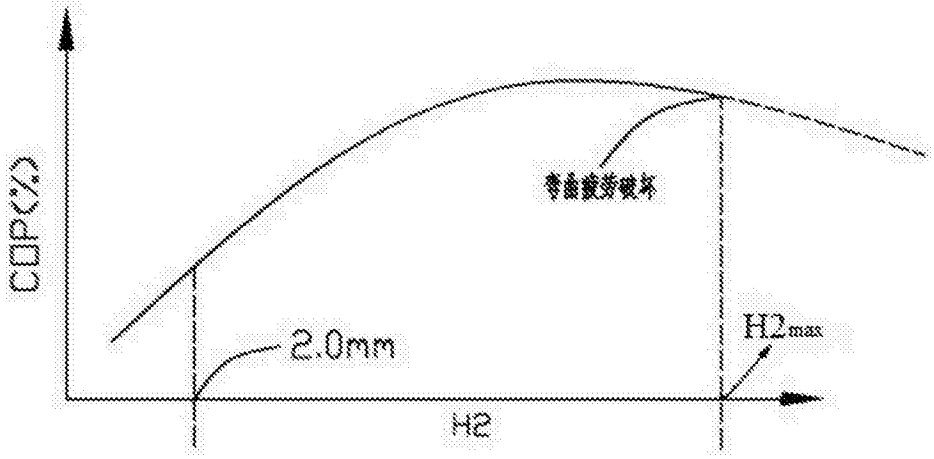

COP(%)
2.0mm
H2max
H2

图 5

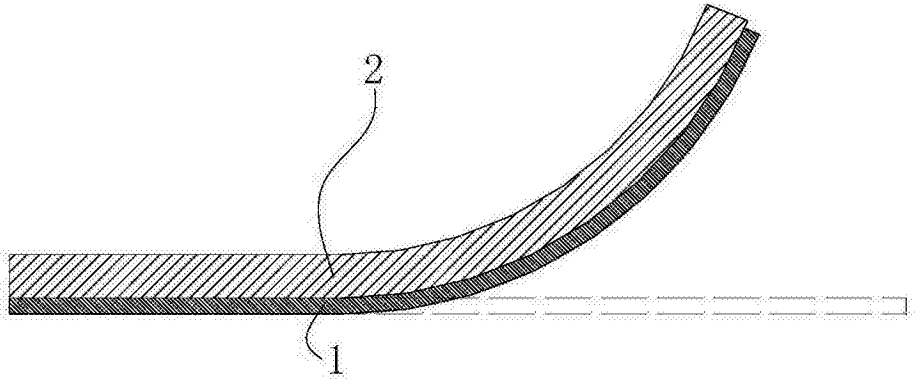


图 6

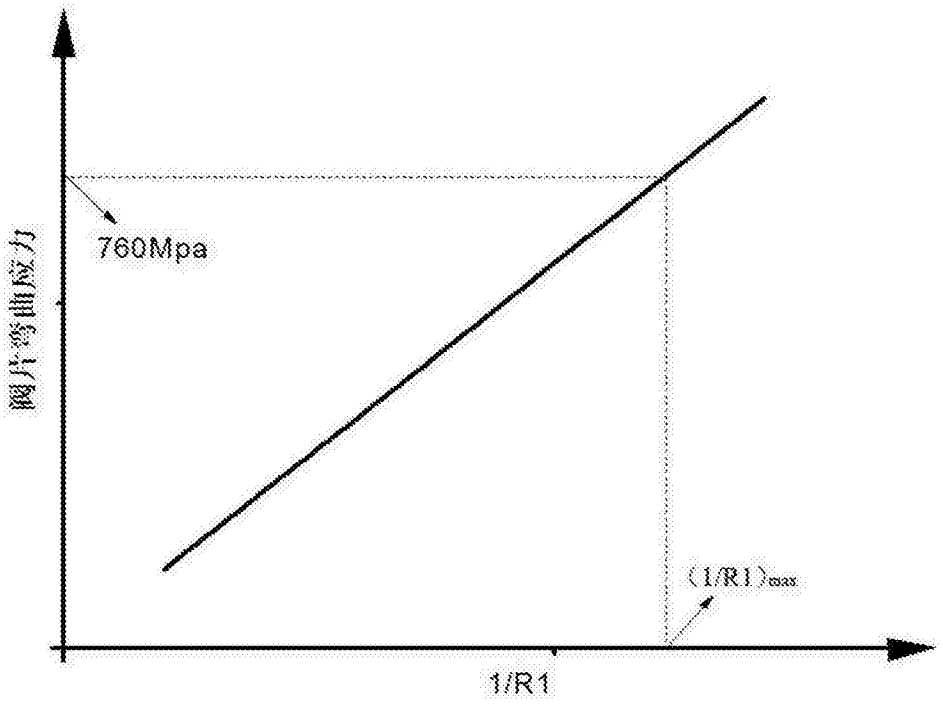


图 7

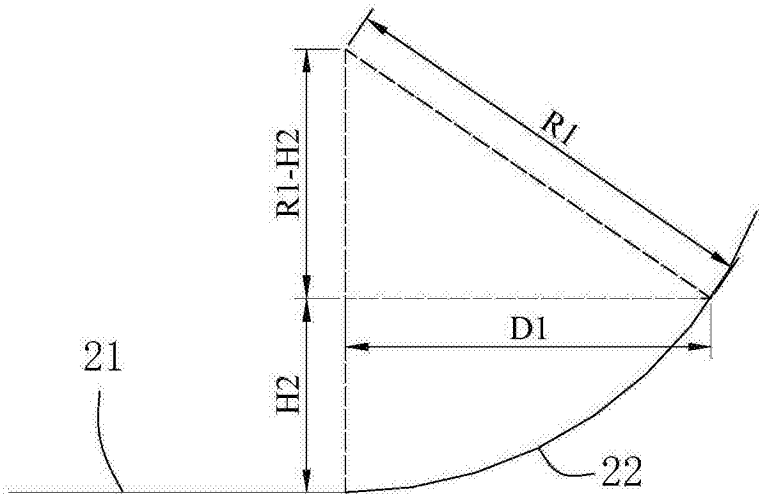


图 8

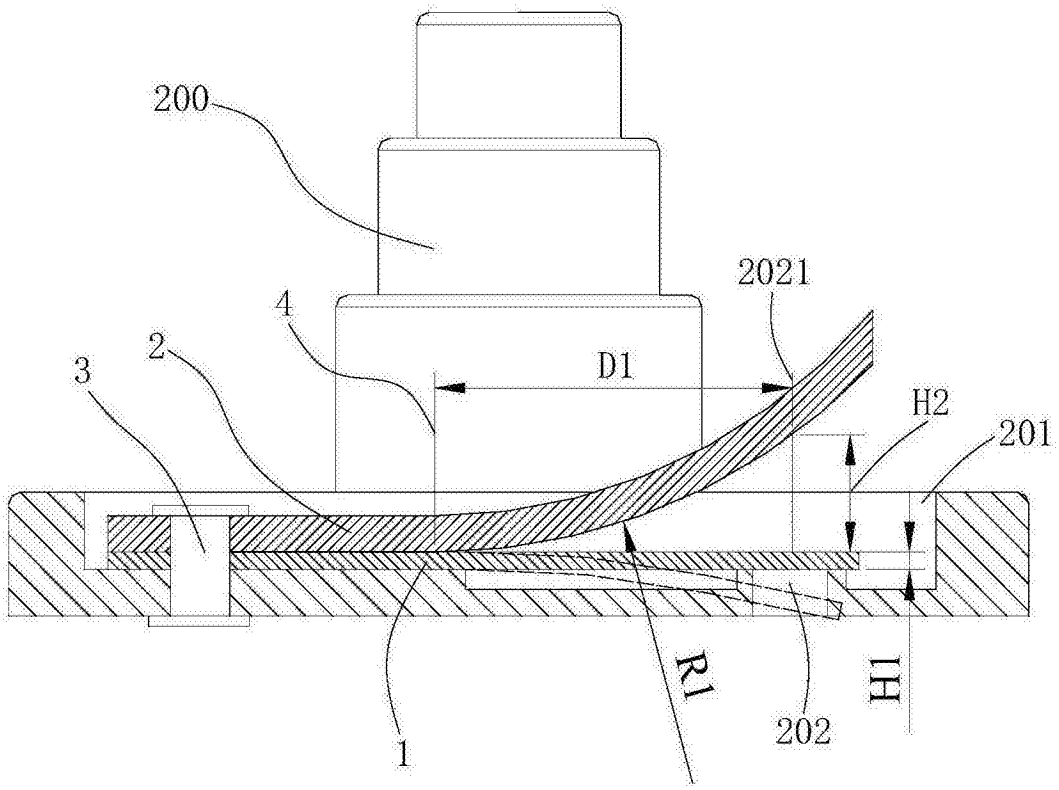


图 9

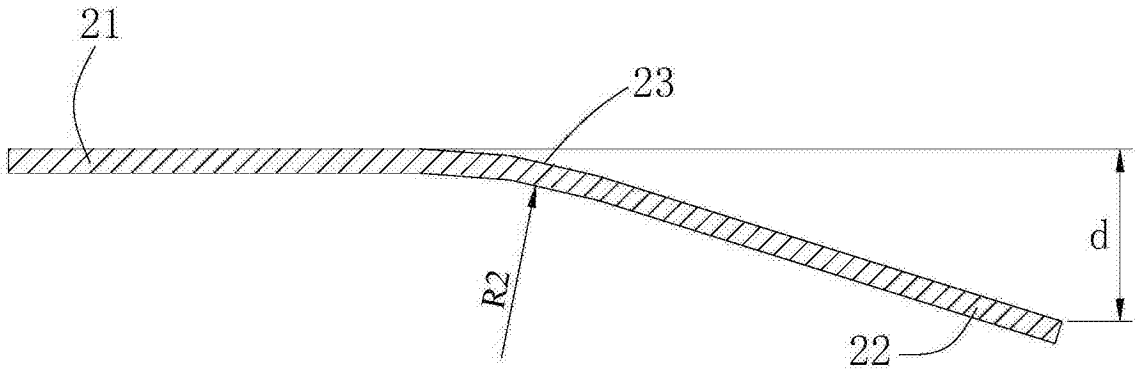


图 10

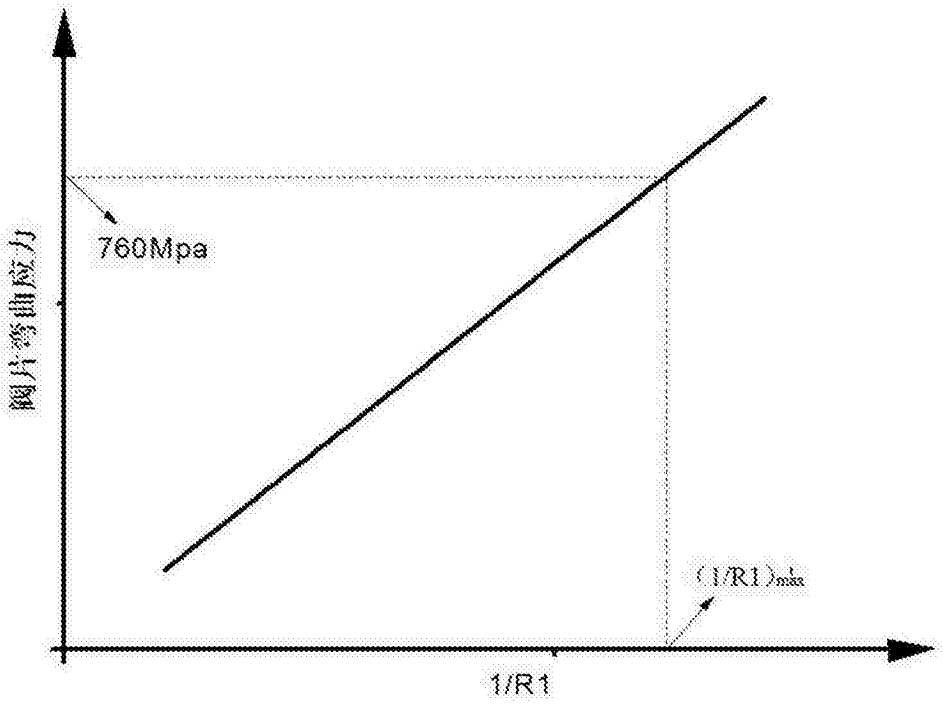


图 11

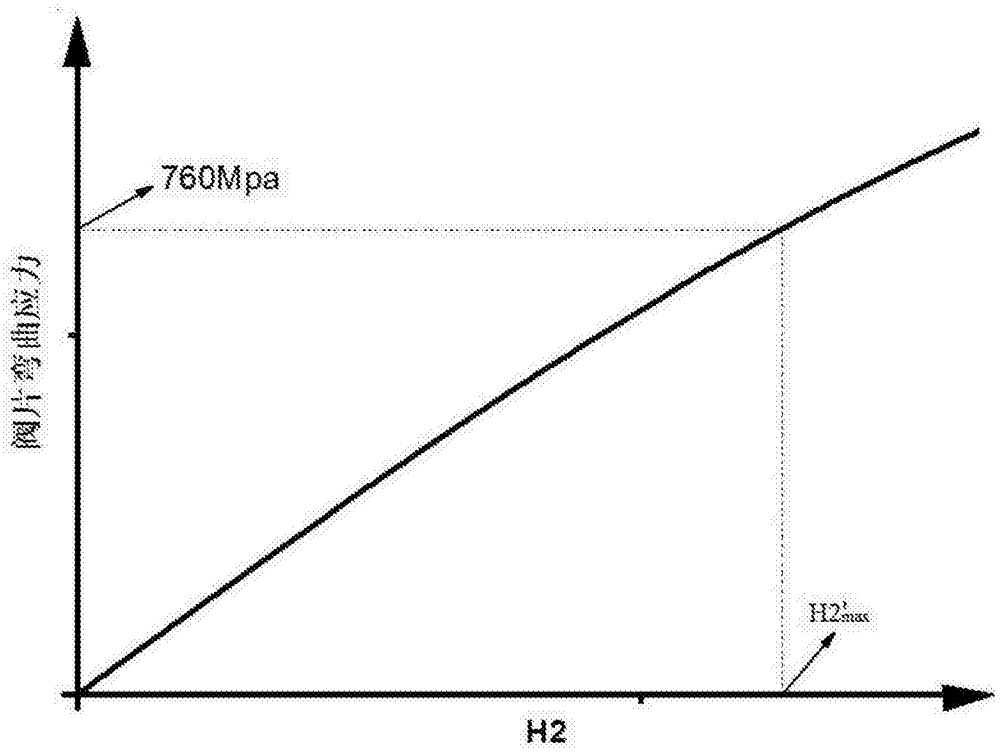


图 12