



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 103511263 B

(45) 授权公告日 2016. 04. 20

(21) 申请号 201310313569. 9

(22) 申请日 2013. 07. 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 达拉

(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 宋合成

(51) Int. Cl.

F04C 18/356(2006. 01)

F04C 29/12(2006. 01)

(56) 对比文件

CN 202301034 U, 2012. 07. 04,

US 4326868 A, 1982. 04. 27,

CN 102644591 A, 2012. 08. 22,

JP 特开平 11-13664 A, 1999. 01. 19,

CN 203453057 U, 2014. 02. 26,

CN 101608621 A, 2009. 12. 23,

CN 101818959 A, 2010. 09. 01,

CN 1495395 A, 2004. 05. 12,

审查员 戴小伟

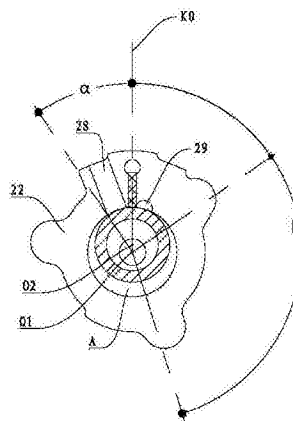
权利要求书1页 说明书10页 附图9页

(54) 发明名称

旋转式压缩机及具有该旋转式压缩机的制冷装置

(57) 摘要

本发明公开了一种旋转式压缩机及具有旋转式压缩机的制冷装置。该旋转式压缩机包括：壳体；压缩机构，压缩机构包括：气缸，气缸内具有滑片槽；滑片，滑片设在滑片槽内；主轴承，主轴承设在气缸的上面；副轴承，副轴承设在气缸的下面，主轴承和/或副轴承上设置有具有注入孔的注入通道；曲轴；注入装置，注入装置与注入通道相连；其中滑片具有中心线，定义滑片的中心线与曲轴的中心轴线所限定的平面为基准面，注入孔位于基准面沿曲轴的旋转方向转过 275° - 325° 对应的位置之间。本发明的旋转式压缩机通过改进注入孔的设置位置，从而一定程度上改善了排气温度过高的情况，且兼顾了旋转式压缩机的能效。



1. 一种旋转式压缩机,其特征在于,包括:
壳体;
压缩机构,所述压缩机构设在所述壳体内,所述压缩机构包括:
气缸,所述气缸内具有滑片槽;
滑片,所述滑片可移动地设在所述滑片槽内;
主轴承,所述主轴承设在所述气缸的上面;
副轴承,所述副轴承设在所述气缸的下面以在所述副轴承、所述气缸与所述主轴承之间限定出压缩腔,其中所述主轴承和/或所述副轴承上设置有注入通道,所述注入通道具有适于连通所述压缩腔的注入孔;
曲轴,所述曲轴贯穿所述主轴承、所述压缩腔和所述副轴承;
注入装置,所述注入装置与所述注入通道相连;
其中,所述滑片具有中心线,定义所述滑片的中心线与所述曲轴的中心轴线所限定的平面为基准面,其中所述注入孔位于、所述基准面沿所述曲轴的旋转方向转过第一预定角度对应的位置与所述基准面沿所述旋转方向转过第二预定角度对应的位置之间,所述第一预定角度为 290° ,所述第二预定角度为 300° ,所述注入孔的直径在 $0.8-1.2\text{mm}$ 之间。
2. 根据权利要求1所述的旋转式压缩机,其特征在于,所述注入孔与所述气缸的内周面的距离小于活塞的壁厚。
3. 根据权利要求1所述的旋转式压缩机,其特征在于,所述注入装置包括注入管,所述注入管过盈配合在所述注入通道内,所述注入管的一端穿过所述壳体向外延伸出。
4. 一种制冷装置,其特征在于,包括旋转式压缩机,所述旋转式压缩机为根据权利要求1-3中任一项所述的旋转式压缩机。

旋转式压缩机及具有该旋转式压缩机的制冷装置

技术领域

[0001] 本发明涉及压缩机技术领域,尤其是涉及一种旋转式压缩机及具有该旋转式压缩机的制冷装置。

背景技术

[0002] 作为下一代制冷剂替代物,R32由于其GWP值较低、热工性能好,正在受到瞩目,但是在另一方面,在制冷剂物性上,与R410A相比,排气温度在理论上上升了大约15°C。

[0003] 排气温度会随着环境温度的升高而升高。试验结果表明,在普通的环境温度下,采用R32作为冷媒的压缩机的排气温度并不高,但是当环境温度较高时,其排气温度将会超过115°C,会引起E级绝缘材料的劣化,降低了压缩机可靠性。

[0004] 为了克服上述缺点,许多厂商作了诸多努力,如中国发明专利CN200810129462于2009年5月27日公开了一种冷冻装置及压缩机,该冷冻装置使用R32冷媒或至少含有60%质量以上的R32冷媒作为制冷剂。为了抑制R32压缩机的排气温度,采用了活塞切割喷液压缩机,但是该专利中提到,将所述压缩机室内的所述滑片的位置作为0°,在压缩室内的曲轴的旋转角为180°~270°之间的位置注入急骤蒸发气体。

[0005] 这种活塞切割喷液压缩机虽然也能降低R32压缩机的排气温度,但是却会大大降低压缩机的能效,若按照该专利,以180°位置注入急骤蒸发气体,那么喷液孔在压缩机吸气及排气过程中,至少有部分时间是处于开启状态的,也就是说,这种设计会由于压缩机吸气过程中喷液而导致吸气量降低,影响制冷量及能效,另外一方面会由于压缩机排气过程中喷液而导致高压气体逆流到冷媒注入回路中,从而会降低冷冻能力和喷液冷却效率。

发明内容

[0006] 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。

[0007] 为此,本发明的一个目的在于提出一种旋转式压缩机,该旋转式压缩机通过改进注入孔的设置位置和孔径大小,从而在一定程度上改善了排气温度过高的情况,且兼顾了旋转式压缩机的能效。

[0008] 本发明的另一个目的在于提出一种具有上述旋转式压缩机的制冷装置。

[0009] 根据本发明的一个方面,提出了一种旋转式压缩机,该旋转式压缩机包括:壳体;压缩机构,所述压缩机构设在所述壳体内,所述压缩机构包括:气缸,所述气缸内具有滑片槽;滑片,所述滑片可移动地设在所述滑片槽内;主轴承,所述主轴承设在所述气缸的上面;副轴承,所述副轴承设在所述气缸的下面以在所述副轴承、所述气缸与所述主轴承之间限定出压缩腔,其中所述主轴承和/或所述副轴承上设置有注入通道,所述注入通道具有适于连通所述压缩腔的注入孔;曲轴,所述曲轴贯穿所述主轴承、所述压缩腔和所述副轴承;注入装置,所述注入装置与所述注入通道相连;其中,所述滑片具有中心线,定义所述滑片的中心线与所述曲轴的中心轴线所限定的平面为基准面,其中所述注入孔位于、所述基准面沿所述曲轴的旋转方向转过第一预定角度对应的位置与所述基准面沿所述旋转方向转过

第二预定角度对应的位置之间,所述第一预定角度为 275° ,所述第二预定角度为 325° 。

[0010] 根据本发明实施例的旋转式压缩机可以有效抑制排气温度,同时兼顾压缩机的能效。

[0011] 另外,根据本发明的旋转式压缩机,还可以具有如下附加技术特征:

[0012] 根据本发明的一些实施例,所述注入孔的孔径在 0.5mm - 1.5mm 之间

[0013] 根据本发明的一些实施例,所述第一预定角度为 285° ,所述第二预定角度为 305° 。

[0014] 根据本发明的一些实施例,所述第一预定角度为 290° ,所述第二预定角度为 300° 。

[0015] 根据本发明的一些实施例,所述注入通道设在所述主轴承或所述副轴承内。

[0016] 根据本发明的一些实施例,所述注入孔的直径在 0.8mm - 1.5mm 之间。

[0017] 根据本发明的一些实施例,所述注入通道分别设在所述主轴承和所述副轴承内。

[0018] 根据本发明的一些实施例,所述注入孔的直径在 0.8mm - 1.2mm 。

[0019] 根据本发明的一些实施例,所述注入孔与所述气缸的内周面的距离小于所述活塞的壁厚。

[0020] 根据本发明的一些实施例,所述注入装置包括注入管,所述注入管过盈配合在所述注入通道内,所述注入管的一端穿过所述壳体向外延伸出。

[0021] 根据本发明的另一方面,提出了一种制冷装置,该制冷装置包括旋转式压缩机,所述旋转式压缩机为根据本发明上述的旋转式压缩机。

附图说明

[0022] 图1是根据本发明一个实施例的旋转式压缩机的局部示意图

[0023] 图2是根据本发明一个实施例的旋转式压缩机的气缸、活塞、曲轴和滑片的俯视示意图;

[0024] 图3是图2的局部放大图;

[0025] 图4-图6是根据本发明一个实施例的旋转式压缩机的气缸、活塞、曲轴和滑片的俯视示意图,其中曲轴处于不同的旋转角度;

[0026] 图7是根据本发明一个实施例的旋转式压缩机的压缩腔的容积与曲轴旋转角度的关系图;

[0027] 图8是根据本发明一个实施例的旋转式压缩机的理论排气开始角度与压比的关系;

[0028] 图9-图12是根据本发明一个实施例的旋转式压缩机选取不同的注入孔设置位置与不同孔径大小的注入孔所获得的仿真曲线效果图。

[0029] 附图标记:

[0030] 旋转式压缩机100;

[0031] 主轴承21,气缸22,副轴承23,曲轴24,偏心部25,活塞26,滑片27,吸气口28,排气口29,压缩腔A。

具体实施方式

[0032] 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。

[0033] 在本发明的描述中,需要理解的是,术语“中心”、“纵向”、“横向”、“长度”、“宽度”、“厚度”、“上”、“下”、“前”、“后”、“左”、“右”、“竖直”、“水平”、“顶”、“底”“内”、“外”、“顺时针”、“逆时针”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。

[0034] 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”的含义是两个或两个以上,除非另有明确具体的限定。

[0035] 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;可以是机械连接,也可以是电连接;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。

[0036] 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。而且,第一特征在第二特征“之上”、“上方”和“上面”包括第一特征在第二特征正上方和斜上方,或仅仅表示第一特征水平高度高于第二特征。第一特征在第二特征“之下”、“下方”和“下面”包括第一特征在第二特征正下方和斜下方,或仅仅表示第一特征水平高度小于第二特征。

[0037] 下面参考图1-图12描述根据本发明实施例的旋转式压缩机100,适用于空调等制冷设备中。

[0038] 根据本发明一个实施例的旋转式压缩机100可以包括壳体1、压缩机构和注入装置。

[0039] 根据本发明的一个实施例,壳体1可以包括主壳体、上壳体和下壳体,主壳体可形成为顶部和底部均敞开的环状,上壳体设在主壳体的上面,上壳体与主壳体可焊接成一体,下壳体设在主壳体的下面,下壳体与主壳体可焊接成一体,上壳体、主壳体和下壳体合围成一密闭的安装空腔,其中旋转式压缩机100的主要构件如压缩机构、驱动电机等均设置于该安装空腔内部。但是,应当理解的是,根据本发明一个实施例的壳体1的结构不限于此。

[0040] 压缩机构设在壳体1内,参照图1-图6,压缩机构可以包括主轴承21、气缸22、副轴承23、曲轴24、活塞26和滑片27。其中,主轴承21设在气缸22的上面,副轴承23设在气缸22的下面,主轴承21、气缸22、副轴承23可通过多个螺栓紧固。主轴承21的外面可套设有主消音器,副轴承23的外面也可以套设有副消音器,该主消音器和副消音器可改善压缩机工作时的噪音。

[0041] 如图2-图6所示,主轴承21、气缸22和副轴承23三者间限定出压缩腔(图2、图4-图6中的A),压缩腔具有吸气口28和排气口29。吸气口28和排气口29分别位于滑片27的两侧,具体地,吸气口28在曲轴24的旋转方向(图2、图4-图6中的逆时针方向)上位于滑片27的下游侧,排气口29在曲轴24的旋转方向上位于吸气口28的下游侧,排气口29与滑片27的距离小

于吸气口28与滑片27的距离。吸气口28处可不设置吸气阀,排气口29处可设置有排气阀用于打开或关闭排气口29。

[0042] 如图1所示,曲轴24贯穿主轴承21、压缩腔和副轴承23,曲轴24由主轴承21和副轴承23支承,具体地,主轴承21可用于支承曲轴24的中下部,副轴承23可用于支承曲轴24的下端部。曲轴24的下端可以伸入到壳体1内底部的润滑油油池中,曲轴24内可形成有中心油孔,中心油孔的底部与油池相通,中心油孔内可以设置有油叶片以增加上油效果,中心油孔吸上的润滑油可用于润滑主轴承21、活塞26以及副轴承23等处,降低这些部件工作时的磨损,提高压缩机的寿命。

[0043] 如图1所示,曲轴24上具有偏心部25,活塞26套设在曲轴24的偏心部25上且随曲轴24同步转动,活塞26可以是圆环形,活塞26的上端面可紧贴主轴承21的下表面,活塞26的下端面可紧贴副轴承23的上表面,活塞26的外周面可在气缸22的内周面上滑动,活塞26用于对进入压缩腔内的冷媒进行压缩。由于曲轴24上偏心地套设有活塞26的缘故,因此可以通过设置平衡块来平衡曲轴24转动时的偏心量,改善曲轴24的挠动现象,该平衡块可以设置在驱动电机的转子上。

[0044] 如图2-图6所示,气缸22内形成有滑片槽,其中滑片27可移动地设在滑片槽内,滑片27的先端伸入到压缩腔内且止抵在活塞26的外周面上,这里,需要说明的是,滑片27的先端指的是滑片27伸入到压缩腔内且与活塞26的外周面贴合相接的一端。

[0045] 在压缩机构的顶部,可以设置有驱动电机,驱动电机可以包括定子和转子,转子可以固定在壳体1例如主壳体的内壁面上,转子可转动地设在定子的内侧,转子与曲轴24的上部固定从而带动曲轴24绕曲轴24的中心轴线转动。驱动电机的接线端子可以设置在驱动电机的顶部,接线端子可穿过上壳体向外伸出以适于连接电源。

[0046] 其中,参照图1所示,主轴承21和/或副轴承23上设置有注入通道31,注入通道31具有适于连通压缩腔的注入孔32,这里,“注入孔32适于连通压缩腔”应作广义理解,因为注入通道31以及注入孔32是形成在主轴承21和/或副轴承23上的,因此注入孔32在活塞26旋转 360° 即一圈的过程中,只需在适宜的时候是连通压缩腔的,也就是说,以滑片27的位置作为 0° (本领域通常这样定义),曲轴24带动活塞26旋转一圈的过程中,只在其中某一角度范围内,注入通道31的注入孔32才与压缩腔连通,而其余角度范围内活塞26的上端面和/或下端面将封闭注入孔32,因此这里描述成注入孔32适于连通压缩腔,而并非是常连通压缩腔的,这对于本领域的普通技术人员而言,应当是容易理解的。

[0047] 注入装置与注入通道31相连,注入装置通过注入通道31可向压缩腔内注入气液两相的为饱和制冷剂的急骤蒸发气体(以下简称急骤蒸发气体),该急骤蒸发气体的干度可以大于0.2,同时优选小于0.8,但是,本发明并不限于此。

[0048] 其中,参照图4所示,滑片27具有中心线(图4中的L1),滑片27的中心线的方向沿气缸22的径向,定义滑片27的中心线与曲轴24的中心轴线(图2和图3中的垂直于纸面的直线O1)所限定的平面为基准面(图2和图3中垂直于纸面的平面K0),也就是说,该基准面通过滑片27的中心线与曲轴24的中心轴线。

[0049] 以基准面作为 0° ,此时活塞26关于基准面左右对称,即基准面此时通过活塞26的中心轴线(图2和图3中的垂直于纸面的直线O2),在曲轴24从 0° 开始旋转且旋转角为 $275^\circ - 325^\circ$ 之间的位置形成所述注入孔32,即主轴承21和/或副轴承23上的该位置区域形成有注

入孔32。

[0050] 换言之,注入孔32位于、基准面沿曲轴24的旋转方向转过第一预定角度对应的位置(图3中垂直于纸面的平面K1)与基准面沿曲轴24的旋转方向转过第二预定角度对应的位置(图3中垂直于纸面的平面K2)之间,其中第一预定角度小于第二预定角度,第一预定角度为 275° ,第二预定角度为 325° 。其中,需要说明一点,图2-图6中的标号32可以理解为是注入孔32在活塞26上端面上的正投影。

[0051] 下面对该第一预定角度和第二预定角度的选定对照附图进行详细描述。

[0052] 具体而言,结合图4进行举例说明,图4中,曲轴24旋转角度 $\theta=0^\circ$,注入孔32完全被活塞26堵塞,急骤蒸发气体(冷媒)不会通过注入孔32注入到压缩腔内。

[0053] 在图5中,曲轴24旋转角度对应 θ_{\min} ,该 θ_{\min} 为注入孔32向压缩腔内喷入急骤蒸发气体的开始角度,注入孔32即将被打开。

[0054] 在图6中,曲轴24旋转角度对应 θ_{\max} ,该 θ_{\max} 为注入孔32向压缩腔内喷入急骤蒸发气体的结束角度,注入孔32即将被关闭,也就是说,注入孔32在曲轴24旋转的一定角度范围内是打开的,即在曲轴24旋转角度处于一定范围内,注入孔32才适于连通压缩腔。

[0055] 简言之,在本发明的一个实施例中,当曲轴24旋转角度 θ 满足: $\theta_{\min}<\theta<\theta_{\max}$ 时,注入孔32与压缩腔连通。

[0056] 参考图5,如果 θ_{\min} 设计过小,例如 $\theta_{\min}<\alpha$ (α 为吸气结束角度),那么吸气还未结束,注入孔32就已经开启,此时喷入急骤蒸发气体会导致吸气量降低,影响压缩机制冷量及能效。

[0057] 参考图6,如果 θ_{\max} 设计过大,例如 $\theta_{\max}>\beta$ (β 为排气开始角度),那么由于压缩腔内的压力大于喷入急骤蒸发气体的压力,会导致高压气体逆流到注入通道31内,从而也会降低压缩机制冷量及能效。

[0058] 因此,对于活塞切割喷液压缩机,合理的设计 θ_{\min} 及 θ_{\max} 比较重要,由上述分析可知:如果喷入急骤蒸发气体(可以简称喷液)角度范围较小,会因为喷液量较小而达不到合理的排气温度抑制效果,但是喷液角度范围较大,会出现 $\theta_{\min}<\alpha$ 和/或 $\theta_{\max}>\beta$ 的现象。

[0059] 通常而言,对于旋转式压缩机100而言,吸气结束角度 α 满足: $30^\circ<\alpha<35^\circ$,因此考虑注入孔32加工公差等因素,取 $\alpha+5^\circ<\theta_{\min}<\alpha+15^\circ$ 即可,也就是说 θ_{\min} 满足: $35^\circ<\theta_{\min}<50^\circ$ 即可。

[0060] 由此对于旋转式压缩机100而言,重点是合理设计 θ_{\max} ,原则上 $\theta_{\max}<\beta$ (排气开始角度),否则会出现压缩室内的高压气体逆流回注入通道31内的现象,其中 β 由压缩过程的多变指数 m (本发明采用等熵压缩指数)、压缩腔容积变化规律以及压缩机对应的吸排气压缩比 π 决定。

[0061] 压缩过程的多变指数 m 会随着压缩机运行工况的变化而有微小的变化(幅度小于 $<1.5\%$),但是对于本领域而言(例如工程应用),一般可以认为 m 为定值。

[0062] 下面简单描述压缩腔容积的变化规律(可参阅相关现有技术,如马国远等编著的《旋转压缩机》),具体而言:

[0063] 记任意偏心轮轴(如曲轴24)转角 θ 处,压缩腔容积 $V_y(\theta)$ 与气缸22工作容积 V_s 之比为 $\varepsilon(\theta)$,即

[0064] $\varepsilon(\theta)=V_y(\theta)/V_s$

[0065] 其中,不考虑滑片27的厚度,那么吸气腔容积 $V_x(\theta)$ 可按如下公式计算出:即

$$[0066] \quad V_x(\theta) = \frac{\pi}{2} R^2 H(\theta)$$

$$[0067] \quad f(\theta) = f_1(\theta) + f_2(\theta) + f_3(\theta) + f_4(\theta)$$

$$[0068] \quad f_1(\theta) = (1-a^2)\theta$$

$$[0069] \quad f_2(\theta) = -\frac{(1-a^2)^2}{2} \sin 2\theta$$

$$[0070] \quad f_3(\theta) = -a^2 \arcsin\left[\left(\frac{1}{a} - 1\right) \sin \theta\right]$$

$$[0071] \quad f_4(\theta) = -a(1-a) \sin \theta \sqrt{1 - \left(\frac{1}{a} - 1\right)^2 \sin^2 \theta}$$

[0072] 式中, $a=r/R$, a 称为活塞26与气缸22的半径比, r 表示活塞26半径, R 表示气缸22半径, H 表示气缸22高度。

[0073] 一般地,对于旋转式压缩机100而言,相对偏心距 ψ (偏心距 e 与气缸22半径 R 之比, e 为曲轴24与偏心部25之间的偏心量)取值范围为0.08~0.20,发明人以此进行大量研究并推算出活塞26与气缸22的半径比 a 取值范围为0.80~0.92。

[0074] 其中, $V_s = \pi(R^2 - r^2)H$

[0075] 不考虑滑片27厚度的影响,那么吸气腔容积 $V_x(\theta)$ 可按如下公式计算:

$$[0076] \quad V_y(\theta) = V_s - V_x(\theta)$$

[0077] 且由于滚动活塞26与气缸22的半径比 a 在0.80~0.92范围内, $\varepsilon(\theta)$ 随 a 的变化可忽略不计,则 $\varepsilon(\theta)$ 可按照如下公式进行简化计算:

[0078] $\varepsilon(\theta) = (360 - \theta)/360$,该式中 θ 以角度表示,压缩机在吸气结束、排气开始之前,压缩腔压力可按照如下公式计算,即:

$$[0079] \quad P_\theta = P_s (1/\varepsilon(\theta))^m$$

[0080] 该式中 P_θ 为任意偏心轮轴(曲轴24)转角 θ 处压缩腔的压力, P_s 为吸气压力, m 为多变指数。

[0081] 其中,对于旋转式压缩机100而言,压缩过程可以近似认为是等熵绝热压缩,虽然等熵绝热指数会随着压缩机运行工况有所变化,但是其变化幅度较小,可以忽略不计,根据本发明的一个实施例的旋转式压缩机100,选取制冷剂R32作为冷媒,取R32冷媒的多变指数为1.25。

[0082] 结合公式 $\varepsilon(\theta) = (360 - \theta)/360$ 和 $P_\theta = P_s (1/\varepsilon(\theta))^m$,在取R32冷媒的多变指数为1.25时,可得出该旋转式压缩机100排气开始角度 β 与压比的关系,如图8所示,从图中可以看出,压比 π 越大,理论排气开始角度也越大。

[0083] 对于家用空调而言,可以预测,若采用R32冷媒单级压缩技术,其压比 π 范围为在2~8之间,因此对于R32冷媒压缩机而言,排气开始角度 β 取值范围如下: $153^\circ < \beta < 292^\circ$ 。

[0084] 综上,通过分析和计算可知: $35^\circ < \theta_{\min} < 50^\circ$, $\theta_{\max} < 153$ 即可,但是在一些适于采用排气抑制技术的地区,空调实际运行时其压比 π 在绝大多数环境条件下会大于4,甚至更高(压比大,导致排气温度高),因此考虑实际需求, θ_{\max} 满足: $155^\circ < \theta_{\max} < 240^\circ$ 即可。

[0085] 由于 γ (注入孔32开设位置对应的曲轴24的旋转角,从基准面即 0° 开始)与 θ_{\min} 和

θ_{\max} 满足关系式： $\gamma = (\theta_{\min} + \theta_{\max}) / 2 + 180$ ，由此计算出 γ 的取值范围满足： 275° （第一预定角度） $< \gamma < 325^\circ$ （第二预定角度）。由此，在有效改善排气温度过高问题的同时还能保证压缩机具有相对较高的能效。

[0086] 进一步地，为了保证在所有工况下避免出现 $\theta_{\max} > \beta$ 的情况而降低压缩机能效，可进一步减小 θ_{\max} ，按照压比 $\pi > 2.5$ 考虑，从而 $\beta \approx 187^\circ$ ，由此取 $185^\circ < \theta_{\max} < 190^\circ$ ，则根据公式 $\gamma = (\theta_{\min} + \theta_{\max}) / 2 + 180$ 可得出： $290^\circ < \gamma < 300^\circ$ 。采用这种设计，可以保证喷液在抑制排气温度的同时不会降低压缩机能效。

[0087] 根据上面的分析计算，注入孔32开设位置不合理会恶化该旋转式压缩机100的性能，同样，发明人发现，注入孔32的尺寸也直接影响排气温度的抑制效果，发明人进一步发现，如果注入孔32的孔径很小，例如直径 $\Phi < 0.5\text{mm}$ ，那么就无法达到较好的排气温度抑制效果，如果增大注入孔32的孔径，对于排量较小的压缩机而言，会由于喷液量过大，导致压缩腔压力快速上升，排气开始角度提前，同样会降低压缩机能效。

[0088] 有鉴于此，发明人根据多年的行业经验和大量的实验惊奇地发现：注入孔32的孔径（直径）在 $0.5\text{mm} - 1.5\text{mm}$ 之间时，可以有效抑制排气温度，同时保证压缩机具有较高的能效。

[0089] 由此，采用根据本发明一个实施例的旋转式压缩机100，在注入孔32的设置位置满足 $275^\circ < \gamma < 325^\circ$ 且注入孔32的孔径满足 $0.5\text{mm} - 1.5\text{mm}$ 之间时，就可以很好地抑制排气温度，同时保证压缩机具有良好的能效。

[0090] 下面是发明人对注入孔32的设置位置以及孔径大小所作的多组对比试验，具体参见表1和表2：

[0091] 表1

[0092]

试验工况		冷凝温度		54.4±0.2℃		阀前温度		46.1±0.2℃		
		蒸发温度		7.2±0.1℃		环境温度		35±0.5℃		
		吸气温度		35±0.5℃		喷液位置			副轴承 1 个	
序号	喷液开始角度°	喷液结束角度°	喷液孔角度°	喷液孔直径 mm	制冷量 W	功率 W	COP W/W	排气温度℃	压缩机能效变化率 ¹	排气温度效果 ²
1	常规				6225	2147	2.9	135	——	——
2	45	160	282.5	0.5	6246	2150	2.9	128.6	0.20%	6.4
3		180	292.5		6288	2155	2.92	111.5	0.60%	23.5
4		200	302.5		6297	2160	2.92	104.3	0.50%	30.7
5		220	312.5		6260	2161	2.9	104.9	-0.10%	30.1
6		240	322.5		6210	2160	2.88	104	-0.90%	31
7	45	160	282.5	1	6251	2149	2.91	122.2	0.30%	12.8
8		180	292.5		6299	2151	2.93	108.5	1.00%	26.5
9		200	302.5		6345	2154	2.95	96.4	1.60%	38.6
10		220	312.5		6280	2163	2.9	97.6	0.10%	37.4
11		240	322.5		6193	2165	2.86	97	-1.40%	38
12	45	160	282.5	1.5	6257	2149	2.91	118.6	0.40%	16.4
13		180	292.5		6327	2152	2.94	103	1.40%	32
14		200	302.5		6332	2171	2.92	95	0.60%	40
15		220	312.5		6251	2181	2.87	92	-1.10%	43
16		240	322.5		6176	2174	2.84	91.2	-2.00%	43.8
17	45	180	292.5	2	6264	2165	2.89	88.6	-0.30%	46.4
18		200	302.5		6286	2190	2.87	90.1	-1.00%	44.9
19		220	312.5		6231	2189	2.85	89	-1.90%	46
20		240	322.5		6142	2195	2.8	88.4	-3.50%	46.6

[0093] 表2

[0094]

试验工况		冷凝温度		54.4±0.2℃		阀前温度		46.1±0.2℃		
		蒸发温度		7.2±0.1℃		环境温度		35±0.5℃		
		吸气温度		35±0.5℃		喷液位置			主副轴承各 1 个	
序号	喷液开始角度°	喷液结束角度°	喷液孔角度°	喷液孔直径 mm	制冷量 W	功率 W	COP W/W	排气温度℃	压缩机能效变化率	排气温度效果
1	常规				6225	2147	2.9	135	——	——
3	45	160	282.5	0.5	6263	2150	2.91	120.3	0.45%	14.7
7		180	292.5		6325	2152	2.94	106.9	1.35%	28.1
11		200	302.5		6314	2155	2.93	99.4	1.03%	35.6

[0095]

15		220	312.5		6274	2176	2.88	95.3	-0.58%	39.7
19		240	322.5		6196	2179	2.84	95.7	-1.95%	39.3
21	45	160	282.5	1	6294	2149	2.93	114.3	0.99%	20.7
25		180	292.5		6304	2154	2.93	99.8	0.92%	35.2
29		200	302.5		6276	2167	2.90	93.2	-0.13%	41.8
33		220	312.5		6221	2183	2.85	91.3	-1.73%	43.7
37		240	322.5		6193	2203	2.81	91.3	-3.06%	43.7
39	45	160	282.5	1.5	6257	2152	2.91	101.5	0.26%	33.5
43		180	292.5		6214	2163	2.87	91.7	-0.94%	43.3
47		200	302.5		6178	2171	2.85	91.2	-1.87%	43.8
51		220	312.5		6124	2187	2.80	90.4	-3.44%	44.6
55		240	322.5		6023	2213	2.72	90.6	-6.15%	44.4

[0096] 需要说明的是,表格1、2中的压缩机能效变化率=(喷液压缩机能效-常规压缩机能效)/常规压缩机能效,排气温度效果=常规压缩机排气温度-喷液压缩机排气温度,其中上述的喷液即指注入急骤蒸发气体。

[0097] 从表1和表2的试验对应以及图9-图12的曲线可以发现,根据本发明实施例的旋转式压缩机,可以有效抑制排气温度同时兼顾压缩机的能效。其中图9-图12中曲线旁边的 ϕ 0.5mm、 ϕ 0.1mm、 ϕ 1.5mm或 ϕ 2mm表示的是采用注入孔孔径为0.5mm、0.1mm、1.5mm或2mm时所获得的仿真曲线图。

[0098] 根据本发明的一个实施例,注入通道31设为主轴承21或副轴承23内,在该实施例中,第一预定角度为 285° ,第二预定角度为 305° ,也就是说, γ 进一步满足: $285^\circ < \gamma < 305^\circ$ 。同时,在该实施例中,优选地,注入孔32的直径在0.8mm-1.5mm之间。这样,可以获得较好的排气温度抑制效果和较高的压缩机能效。

[0099] 根据本发明的另一个实施例,注入通道31设为主轴承21或副轴承23内,在该实施例中,第一预定角度为 290° ,第二预定角度为 300° ,也就是说, γ 进一步满足: $290^\circ < \gamma < 300^\circ$ 。同时,在该实施例中,优选地,注入孔32的直径在0.8mm-1.5mm之间。这样,可以获得更好的排气温度抑制效果和更高的压缩机能效。

[0100] 根据本发明的又一个实施例,注入通道31分别设为主轴承21和副轴承23内,在该实施例中,第一预定角度为 285° ,第二预定角度为 305° ,也就是说, γ 进一步满足: $285^\circ < \gamma < 305^\circ$ 。同时,在该实施例中,优选地,注入孔32的直径在0.8mm-1.2mm之间。这样,可以获得较好的排气温度抑制效果和较高的压缩机能效。

[0101] 根据本发明的再一个实施例,注入通道31分别设为主轴承21和副轴承23内,在该实施例中,第一预定角度为 290° ,第二预定角度为 300° ,也就是说, γ 进一步满足: $290^\circ < \gamma < 300^\circ$ 。同时,在该实施例中,优选地,注入孔32的直径在0.8mm-1.2mm之间。这样,可以获得更好的排气温度抑制效果和更高的压缩机能效。

[0102] 根据本发明的一个实施例,注入孔32与气缸22的内周面的距离小于活塞26的壁厚,这样可以避免注入孔32与气缸22内周面距离过大而导致注入孔32与活塞26内部连通。

[0103] 参照图1所示,注入装置包括注入管33,注入管33过盈配合在注入通道31内,注入管33的一端穿过壳体1向外延伸出,这样从注入管33穿出壳体1外的一端即可方便地将急骤蒸发气体通入到压缩腔内。

[0104] 下面简单描述根据本发明一个实施例的制冷装置。

[0105] 根据本发明一个实施例的制冷装置包括上述实施例中描述的旋转式压缩机100。根据本发明的一些实施例,制冷装置可以是单冷装置或冷暖装置(热泵装置)。可以理解的是,根据本发明一个实施例的制冷装置可以包括蒸发器、冷凝器、膨胀机构、节流机构等,对于这些现有部件的具体结构和工作原理,这里不再一一赘述。

[0106] 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。

[0107] 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。

100

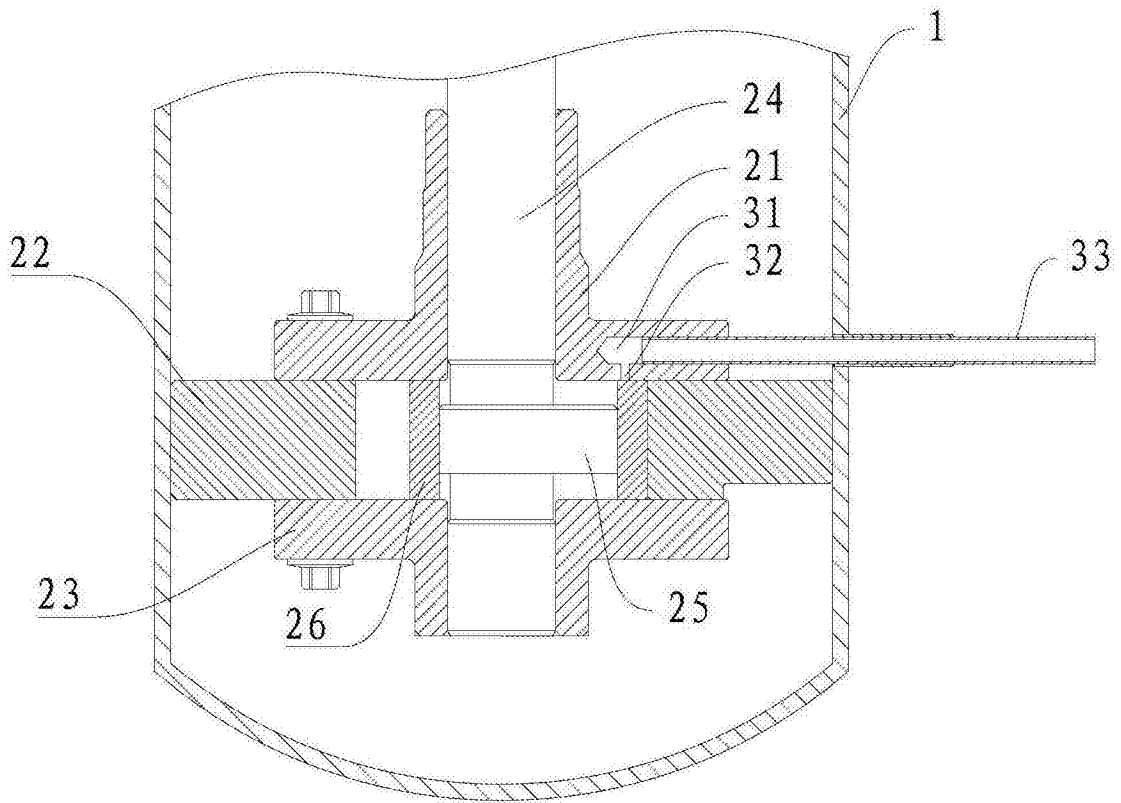


图1

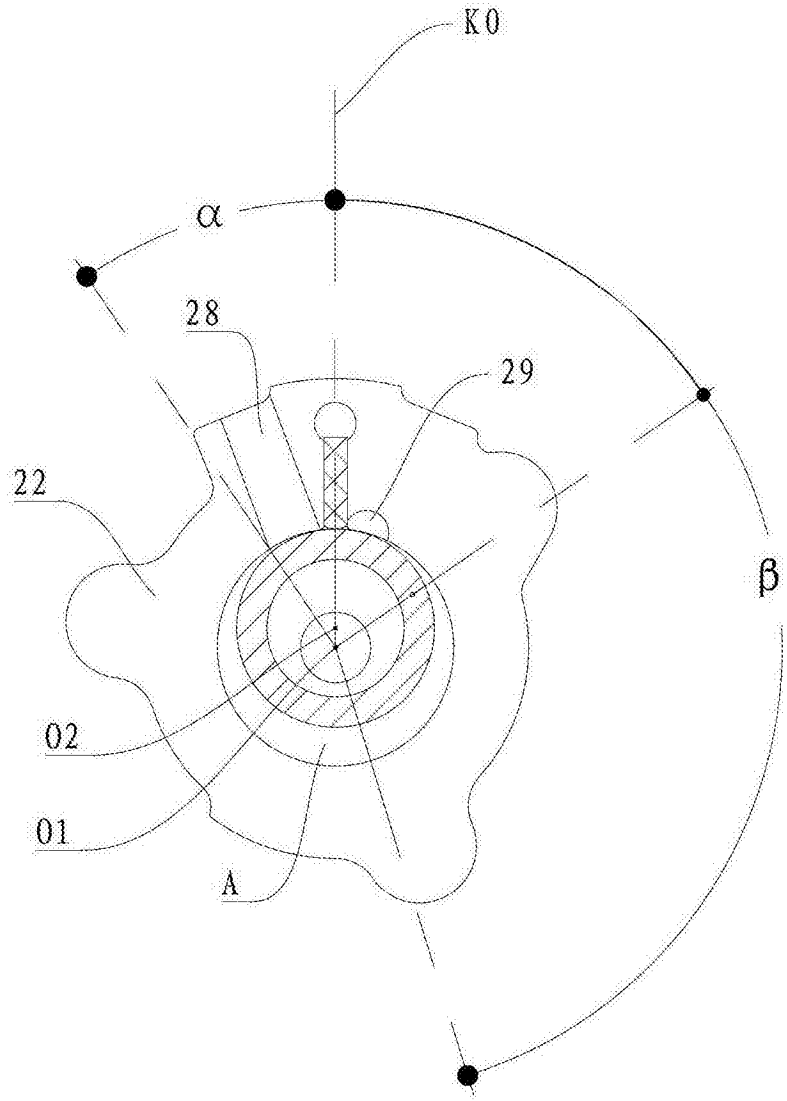


图2

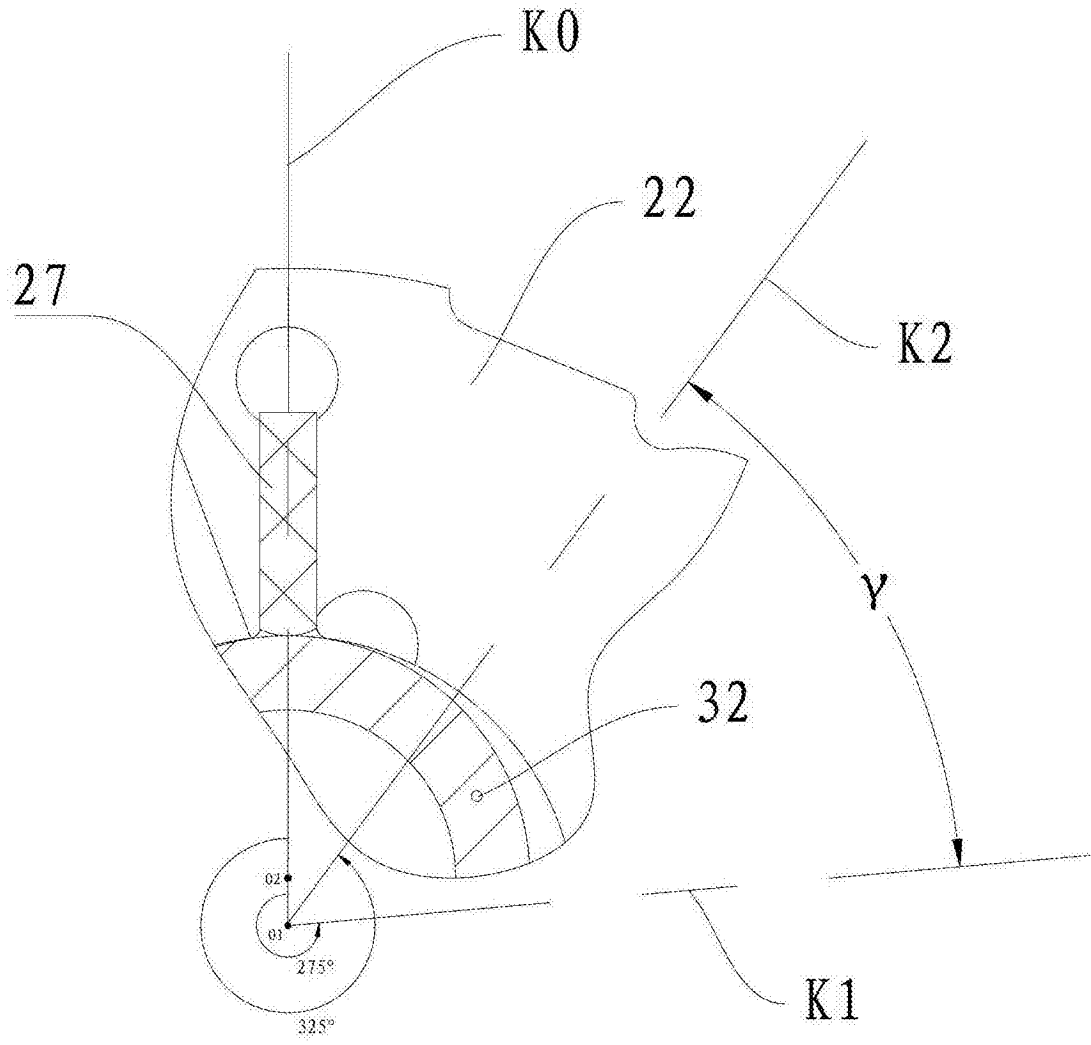


图3

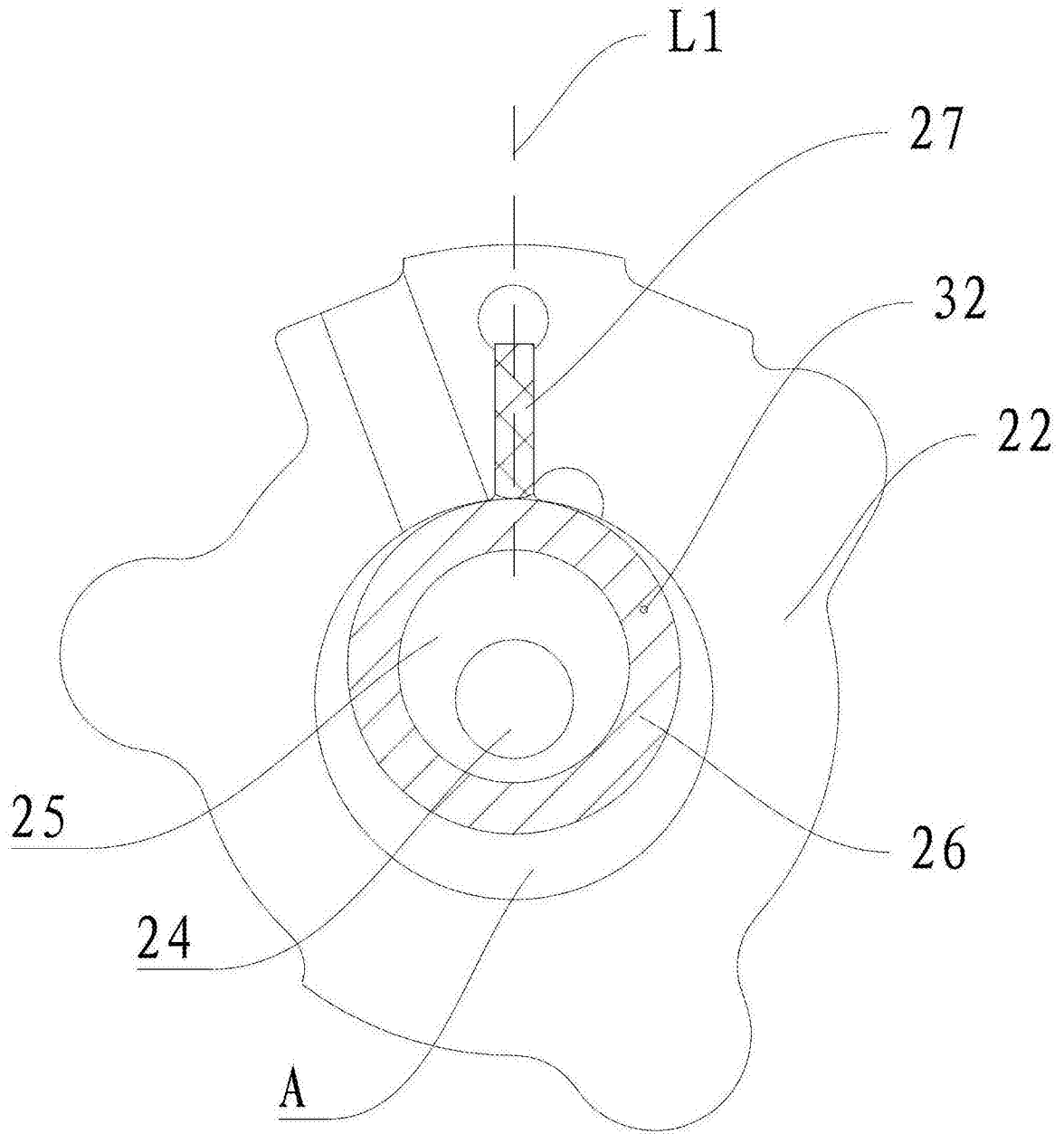


图4

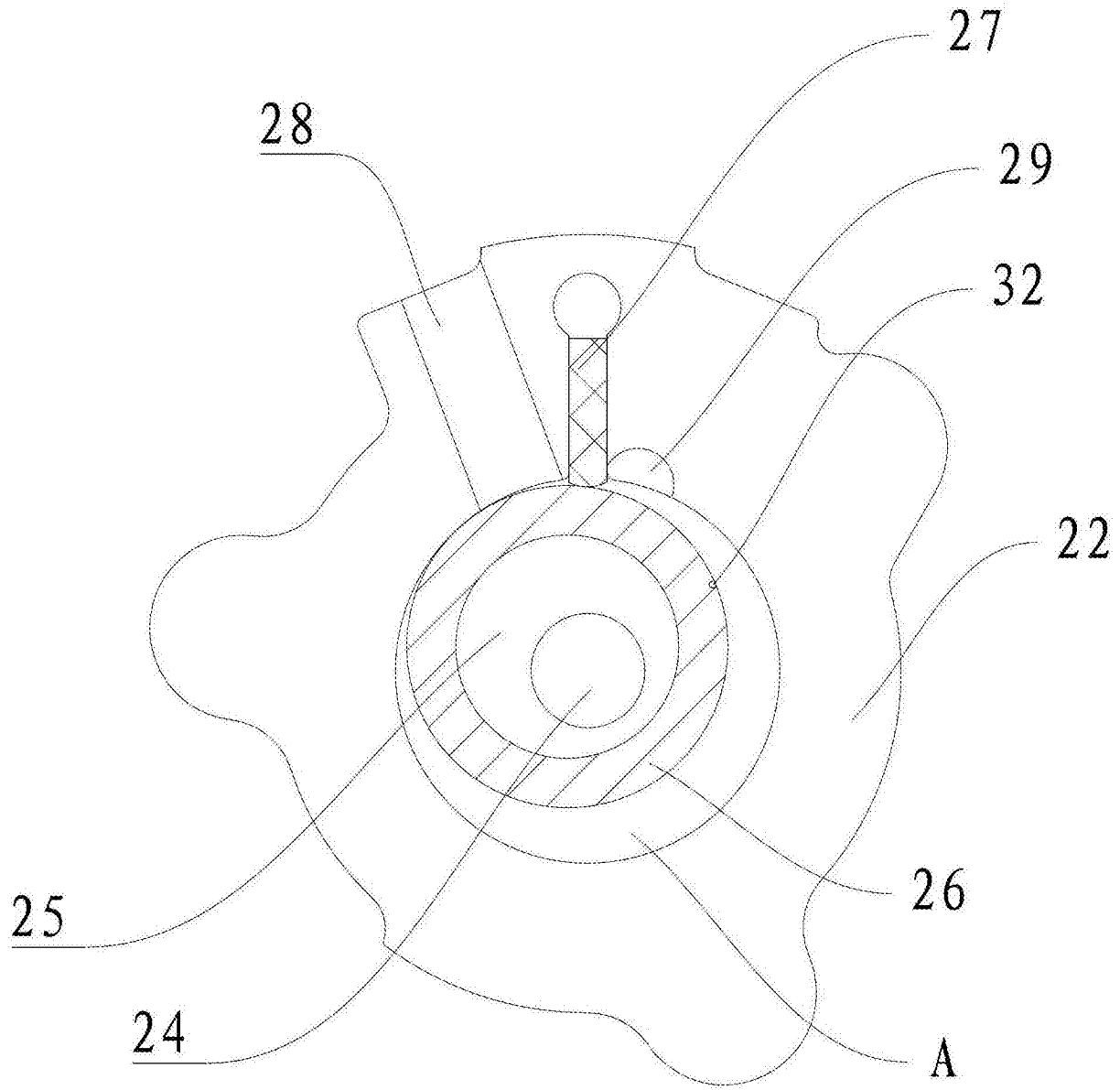


图5

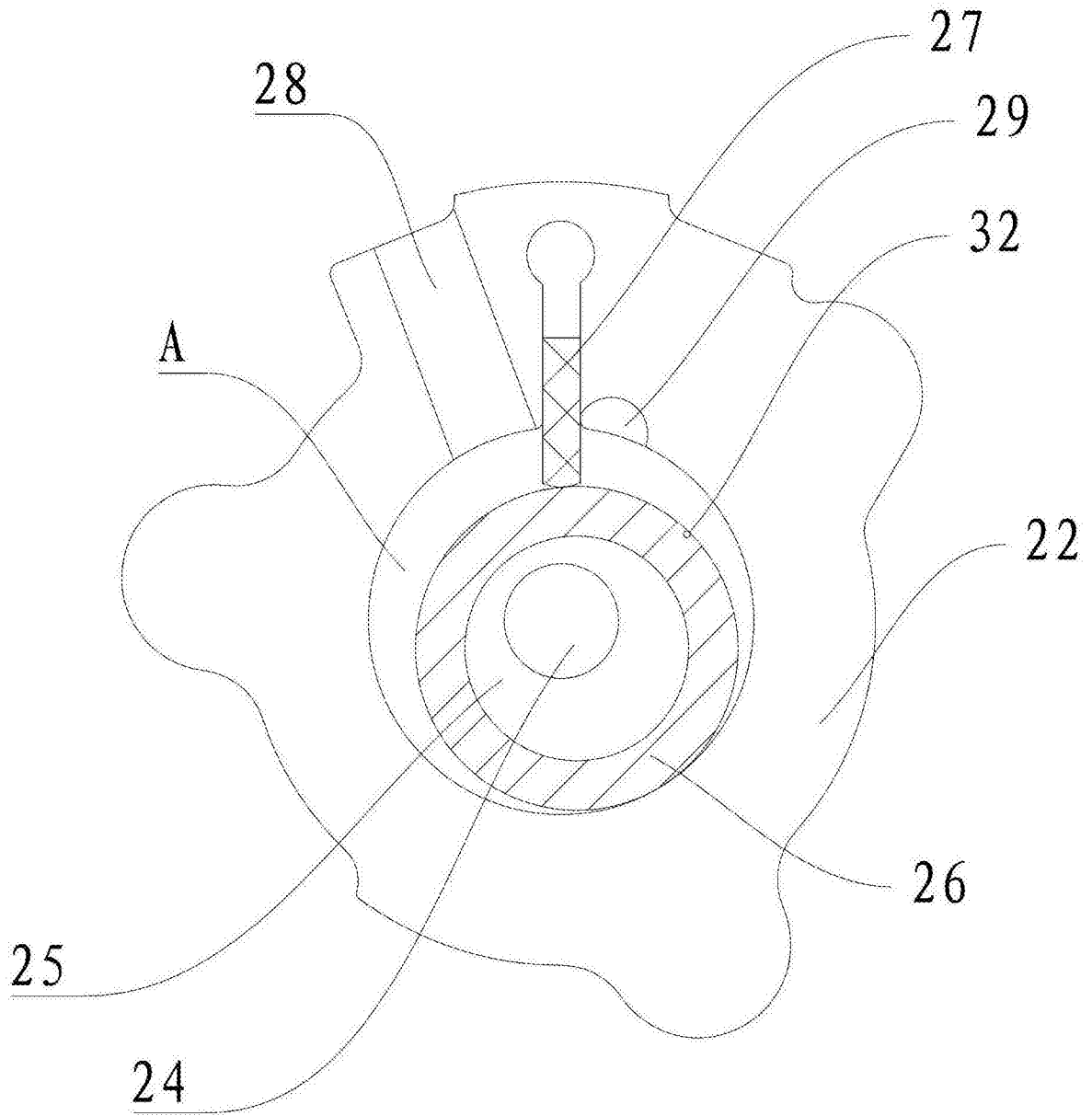


图6

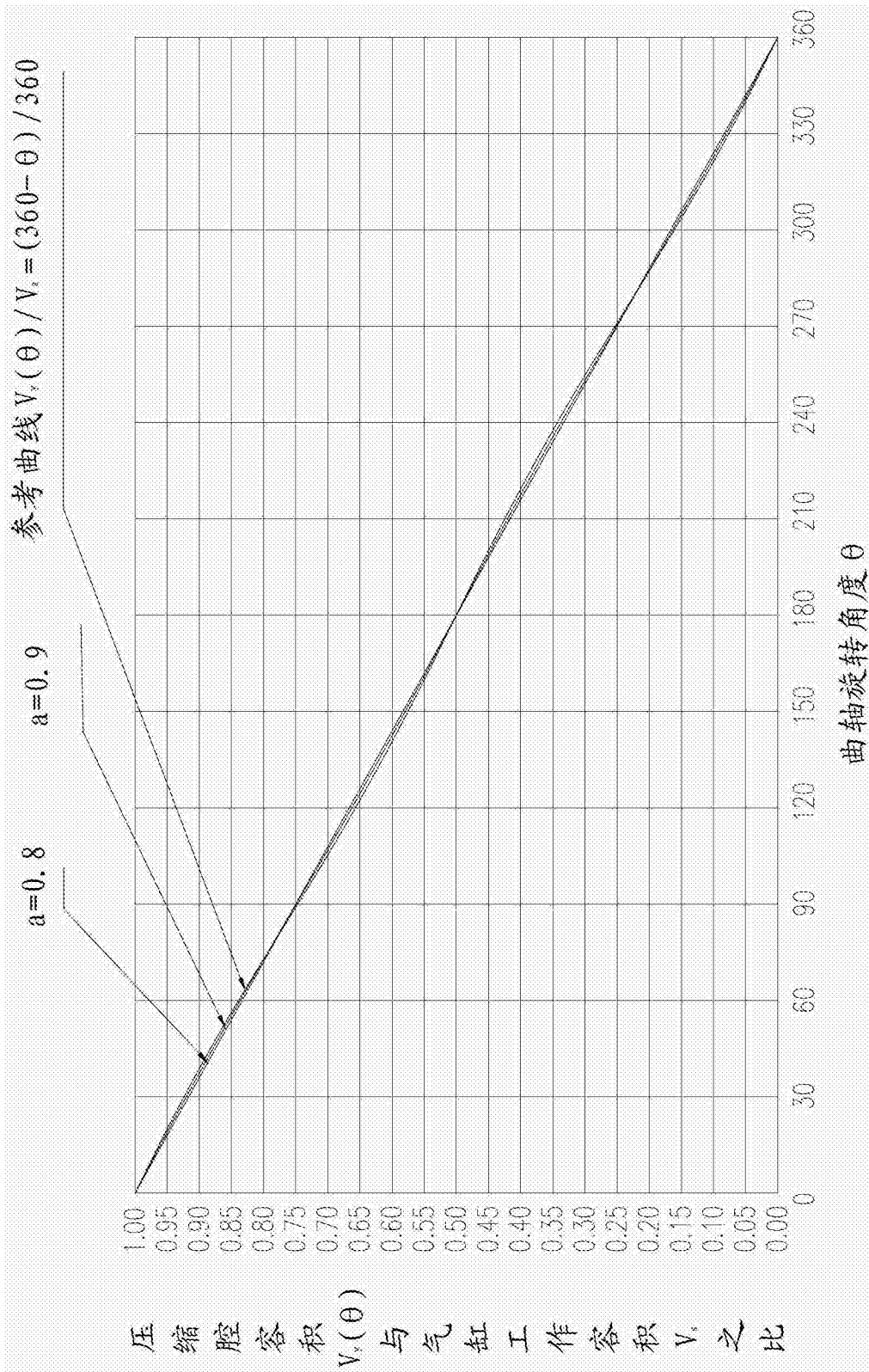


图7

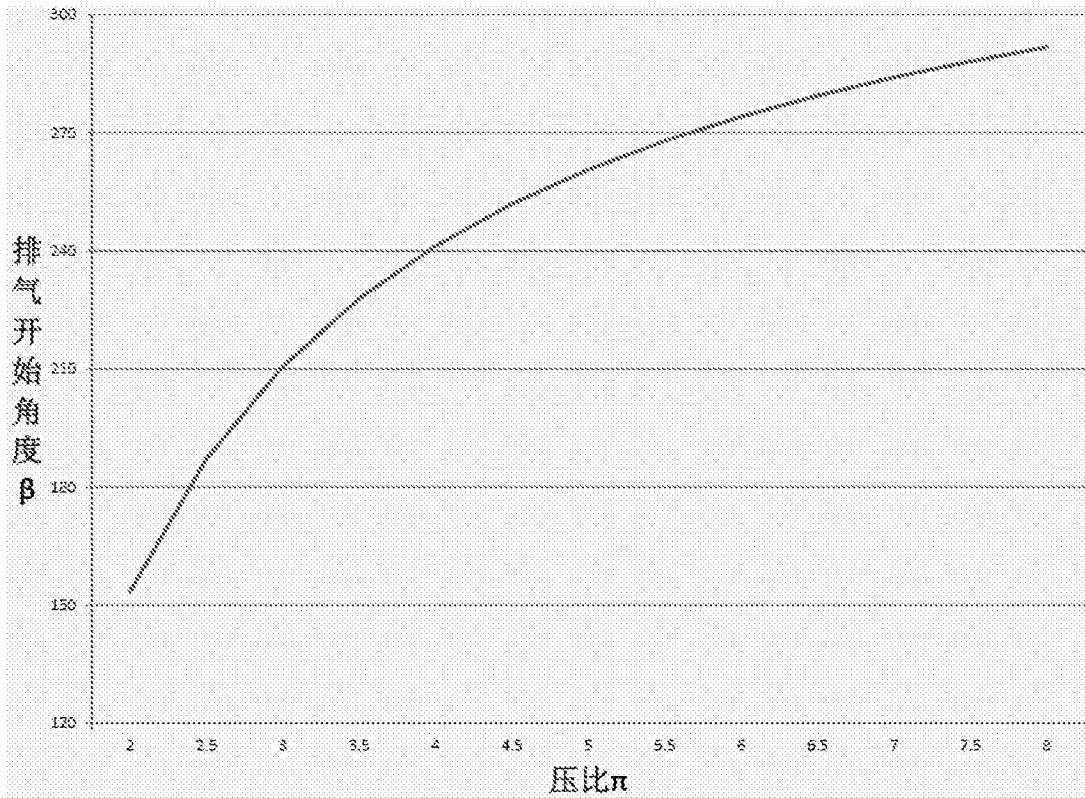


图8

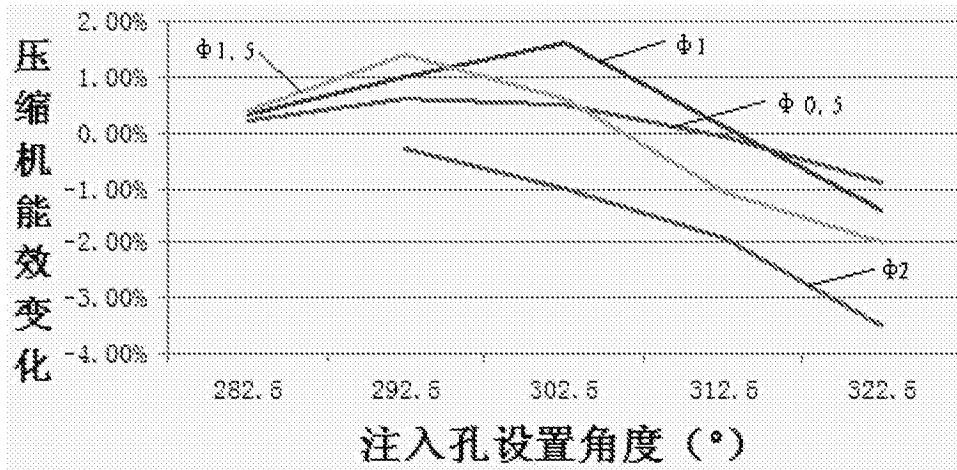


图9

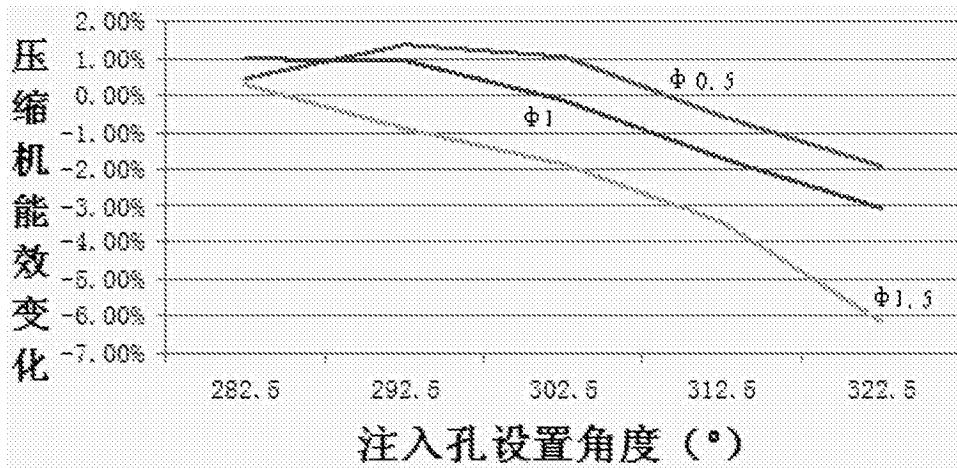


图10

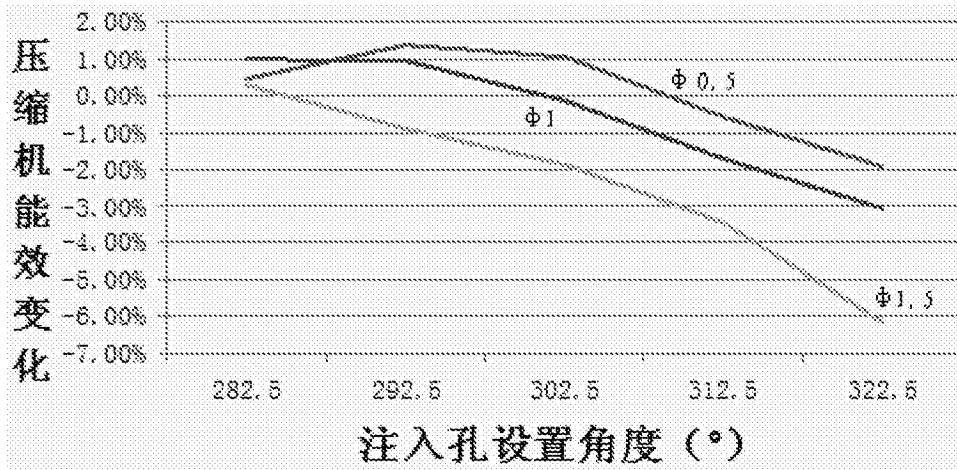


图11

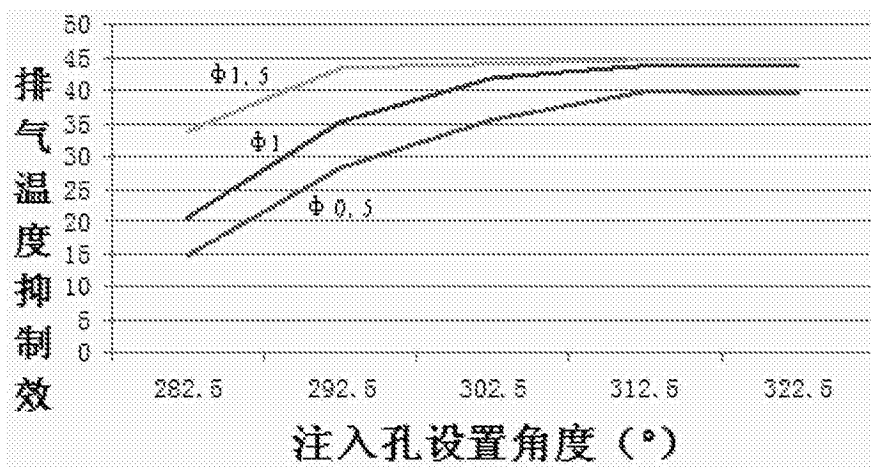


图12