



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 103703253 B

(45) 授权公告日 2016. 04. 06

(21) 申请号 201280036407. 9

(22) 申请日 2012. 07. 20

(30) 优先权数据

10-2011-0072990 2011. 07. 22 KR

10-2012-0078115 2012. 07. 18 KR

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

2014. 01. 22

(86) PCT国际申请的申请数据

PCT/KR2012/005814 2012. 07. 20

(87) PCT国际申请的公布数据

W02013/015575 KO 2013. 01. 31

(73) 专利权人 汉拿伟世通空调有限公司

地址 韩国大田市

(72) 发明人 郭正命 洪善宙 林权洙 申仁澈

(74) 专利代理机构 北京铭硕知识产权代理有限公司 11286

代理人 王兆赓 李云霞

(51) Int. Cl.

F04C 18/324(2006. 01)

F04C 18/356(2006. 01)

F04C 29/02(2006. 01)

(56) 对比文件

CN 2644711 Y, 2004. 09. 29,

CN 1287225 A, 2001. 03. 14,

JP 特开 2006-132370 A, 2006. 05. 25,

KR 10-2005-0118392 A, 2005. 12. 19,

US 5411385 A, 1995. 05. 02,

CN 2533296 Y, 2003. 01. 29,

审查员 刘学章

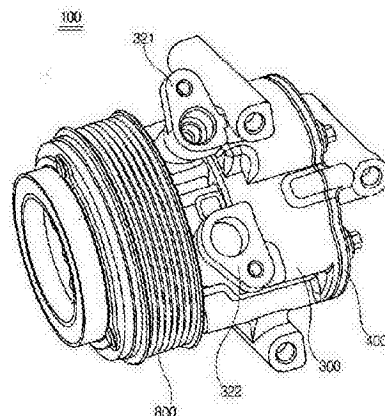
权利要求书2页 说明书8页 附图4页

(54) 发明名称

旋叶式压缩机

(57) 摘要

本发明涉及当转子旋转时,压缩室的体积减小的同时,压缩制冷剂等流体的旋叶式压缩机,根据本发明的一实施例,提供内周面具有由渐开线形态形成的压缩室,多个悬臂叶片与转子铰链结合,从而具有高的压缩效率,且在运转时防止产生噪音的旋叶式压缩机。



1. 一种旋叶式压缩机,其特征在于,包括:

中空形状的气缸(200),内周面沿着圆周方向以渐开线形态形成;

前壳(300),在内部形成空间部以设置上述气缸(200),上述空间部的后方开放;

后壳(400),与上述前壳(300)的后端相结合,用于封闭上述空间部;

转子(600),设置于上述气缸(200)的内部,从旋转轴(500)接收驱动源的动力来旋转;

以及

叶片(700),一端与上述转子(600)的外周面铰链结合,另一端借助上述转子(600)的旋转,来与上述气缸(200)的内周面相接触,

上述前壳(300)的外周面的一侧向外侧突出,来形成第一油室(331)。

2. 根据权利要求1所述的旋叶式压缩机,其特征在于,沿着上述转子(600)的圆周方向以相互隔开的方式具有多个上述叶片(700)。

3. 根据权利要求1所述的旋叶式压缩机,其特征在于,上述叶片(700)的外侧面由与上述转子(600)的外周面对应的曲率形成。

4. 根据权利要求3所述的旋叶式压缩机,其特征在于,在上述转子(600)的外周面形成收容槽(630),上述收容槽(630)用于收容上述叶片(700),

若上述叶片(700)收容于上述收容槽(630),则上述叶片(700)的外侧面与上述转子(600)的外周面形成曲率相同的圆周面。

5. 一种旋叶式压缩机,其特征在于,包括:

中空形状的气缸(200),内周面沿着圆周方向以渐开线形态形成;

前壳(300),在内部形成空间部以设置上述气缸(200),上述空间部的后方开放;

后壳(400),与上述前壳(300)的后端相结合,用于封闭上述空间部;

转子(600),设置于上述气缸(200)的内部,从旋转轴(500)接收驱动源的动力来旋转;

以及

叶片(700),一端与上述转子(600)的外周面铰链结合,另一端借助上述转子(600)的旋转,来与上述气缸(200)的内周面相接触,

上述气缸(200)的外周面的一侧凹陷,来形成第二油室(332)。

6. 一种旋叶式压缩机,其特征在于,包括:

中空形状的气缸(200),内周面沿着圆周方向以渐开线形态形成;

前壳(300),在内部形成空间部以设置上述气缸(200),上述空间部的后方开放;

后壳(400),与上述前壳(300)的后端相结合,用于封闭上述空间部;

转子(600),设置于上述气缸(200)的内部,从旋转轴(500)接收驱动源的动力来旋转;

以及

叶片(700),一端与上述转子(600)的外周面铰链结合,另一端借助上述转子(600)的旋转,来与上述气缸(200)的内周面相接触,

上述前壳(300)的气缸部(310)的下端向外侧突出,来分别形成相互隔开的第三油室(333)和第四油室(334)。

7. 根据权利要求6所述的旋叶式压缩机,其特征在于,在上述后壳(400)的一侧形成油路(420),

上述油路(420)引导油使其从上述第四油室(334)的一侧向上述旋转轴(500)的后端流

动。

8. 根据权利要求7所述的旋叶式压缩机,其特征在于,上述转子(600)的前后两侧分别与上述前壳(300)和上述后壳(400)面接触,多个转子流路(610)沿着轴方向贯通地形成于上述转子(600),使得通过上述油路(420)供给的油对上述转子(600)的后端滑动面进行润滑,并通过上述转子流路(610)对上述转子(600)的前端滑动面进行润滑。

旋叶式压缩机

技术领域

[0001] 本发明涉及当转子旋转时压缩室的体积减小,同时压缩制冷剂等流体的旋叶式压缩机,更详细地,涉及内周面具有由渐开线形态形成的压缩室,且多个悬臂叶片与转子铰链结合的旋叶式压缩机。

背景技术

[0002] 旋叶式压缩机用于空调机等,用于对制冷剂等流体进行压缩从而供给到外部。

[0003] 图1为简要示出公开于日本公开专利公报特开2009-07937(专利文献1)的现有的旋叶式压缩机的剖视图,图2为图1的A-A线剖视图。

[0004] 如图1和图2所示,现有的旋叶式压缩机包括:中空形状的气缸1;转子2,设置于气缸1的内部;叶片4,以可滑动的方式插入于转子2的叶片槽3内;旋转轴5,与转子2以一体化的方式形成,以可旋转的方式被轴支撑;以及前盖6及后盖7,封闭气缸1的两端,从而在上述气缸1的内部形成压缩室8。

[0005] 此时,在压缩室8连通吸入口9及吐出口10,在吐出口10设置吐出阀11,并在后盖7形成高压通路12,用于与安装在后盖7的后表面的后壳13内的高压室相连通。

[0006] 另一方面,在后壳13内的下部形成油室13a,在压缩室8中被压缩而向高压室排出的压缩制冷剂中所包含的油在后壳13内通过油分离器(未图示)来分离并储存于上述油室13a。

[0007] 此时,通过形成于后盖7的一侧的供油通路18,储存于油室13a的油向转子2侧供给,在后壳13的上部形成有排出口14,上述排出口14向空调系统排出压缩制冷剂。

[0008] 划分为叶片槽3、前盖6及后盖7的空间构成背压室20,借助背压室20的压力,叶片4沿着叶片槽3滑动,使得上述叶片的前端部支撑于气缸1的内周面。

[0009] 并且,在后盖7形成圆弧形状的油槽19,上述油槽19将叶片4的后端的背压室20与供油通路18相连通。

[0010] 如上所述地构成的现有的旋叶式压缩机的工作流程如下。

[0011] 首先,若从引擎等驱动源接收动力而转子2与旋转轴5一同旋转,则低压的制冷剂通过吸入口9流入压缩室8,使得压缩室8的体积随着转子2的旋转而减小,从而压缩制冷剂。

[0012] 之后,压缩的制冷剂通过吐出口10向高压通路12排出,从而流入后壳13,并通过排出口14供给到空调系统。

[0013] 此时,在后壳13的上部被油分离器分离的油被滴落并储存于下部的油室13a,储存的油经由供油通路18和油槽19供给于叶片4的后端的背压室20,从而对叶片4进行润滑。

[0014] 另一方面,叶片4借助向背压室20供给的油的压力沿着叶片槽3被挤出去,使得上述叶片4的前端部以紧贴的方式支撑于气缸1的内周面,从而将气缸1的内周面与转子2的外周面之间的空间划分为多个压缩室8。

[0015] 但是,如上述现有的例子,叶片4构成为直线型的情况下,为了维持叶片4的前端部紧贴于气缸1的内周面的状态,需要向背压室20持续供给高压的油,因而将引起压缩机的消

耗动力(HP)的上升。

[0016] 并且,随着借助背压室20内的高压的油压来使叶片4挤出去,在叶片4的前端部与气缸1的内周面的接触地点集中过大的力,因而会成为压缩机旋转轴的扭矩上升的原因。

[0017] 并且,在压缩机的驱动初期无法形成适当的制冷剂排出压力的情况下,分离的油的压力也并未足,因此从背压室20中挤出叶片4的力不够,使得叶片4的前端部与气缸1的内周面不连续摩擦,从而也会引起抖动噪音。

[0018] 同时,由于现有的直线型叶片的可从叶片槽进出的距离有限,因此气缸的内周面形状一直以局限于如上所述的简单的圆形(1行程/1旋转)或以下图3所示的椭圆形(2行程/1旋转)的形状使用。

[0019] 图3为公开于日本公开专利公报特开2010-31759(专利文献2)的2行程旋叶式压缩机的剖视图,当转子旋转一次时,实现两次压缩-吸入行程。

[0020] 但像这样,转子2'在具有椭圆形状的中空的气缸1'内,与气缸1'的内周面在两个地点相接触的情况下,由于压缩行程变短,因而会影响消耗动力(HP),会引起压缩机的性能系数(COP)的低下,并且也对车辆的油耗产生直接的影响。

[0021] 同时,如同在图1和图2的1行程压缩机的例中所述,将不可避免地产生以下问题:压缩机驱动初期,产生由叶片4'的冲击引起的抖动噪音,或在叶片4'的前端部与气缸1'的内周面的接触地点集中过大的力,从而使旋转轴5'的扭矩上升的问题,以及由于需要持续向背压室20'供给高压的油,导致压缩机的消耗动力(HP)上升。

发明内容

[0022] 技术问题

[0023] 本发明是为了解决如上所述的问题而提出的,本发明的一实施例涉及旋叶式压缩机,上述旋叶式压缩机可提高压缩机的性能系数(COP),防止当工作时叶片不紧贴于气缸的内周面,而冲击气缸的内周面的同时产生的抖动噪音,并且能够以相同容量标准减少组件。

[0024] 解决问题的手段

[0025] 根据本发明的优选的一实施例,提供旋叶式压缩机,其包括:中空形状的气缸,内周面沿着圆周方向以渐开线形态形成;前壳,在内部形成空间部,以设置上述气缸,上述空间部的后方开放;后壳,与上述前壳的后端相结合,用于封闭上述空间部;转子,设置于上述气缸的内部,从旋转轴接收驱动源的动力来旋转;以及叶片,一端与上述转子的外周面铰链结合,另一端借助上述转子的旋转,来与上述气缸的内周面相接触。

[0026] 在此,沿着上述转子的圆周方向以相互隔开的方式具有多个上述叶片。

[0027] 此时,上述叶片的外侧面由与上述转子的外周面对应的曲率形成。

[0028] 并且,在上述转子的外周面形成收容槽,上述收容槽用于收容上述叶片,若上述叶片收容于上述收容槽,则上述叶片的外侧面与上述转子的外周面形成曲率相同的圆周面。

[0029] 另一方面,上述前壳的外周面的一侧向外侧突出,来形成第一油室。

[0030] 并且,上述气缸的外周面的一侧凹陷,来形成第二油室。

[0031] 同时,上述前壳的气缸部的下端向外侧突出,来分别形成相互隔开的第三油室和第四油室。

[0032] 此时,在上述后壳的一侧形成油路,上述油路引导油使其从上述第四油室的一侧

向上述旋转轴的后端流动。

[0033] 此时,上述转子的前后两侧分别与上述前壳和上述后壳面接触,多个转子流路沿着轴方向贯通地形成于上述转子,使得通过上述油路供给的油对上述转子的后端滑动面进行润滑,并通过上述转子流路对上述转子的前端滑动面进行润滑。

附图说明

[0034] 图1为简要示出现有的单一行程旋叶式压缩机的剖视图。

[0035] 图2为沿图1的A-A线的剖视图。

[0036] 图3为现有的2行程旋叶式压缩机的剖视图。

[0037] 图4为本发明的一实施例的旋叶式压缩机的立体图。

[0038] 图5为本发明的一实施例的旋叶式压缩机的长度方向的剖视图。

[0039] 图6为沿图5的B-B线的剖视图。

[0040] 图7为从后方察看本发明的一实施例的旋叶式压缩机的立体图。

[0041] 图8为表示现有的单一行程旋叶式压缩机的随着吸入行程及压缩行程的压缩室体积变化的图表。

[0042] 图9为表示本发明的一实施例的旋叶式压缩机的随着吸入行程及压缩行程的压缩室体积变化的图表。

[0043] 图10为比较分别适用现有的直线型叶片和本发明的一实施例的悬臂叶片时的压缩机的旋转轴扭矩的图表。

具体实施方式

[0044] 以下,参照附图来对本发明的一实施例的旋叶式压缩机的优选实施例进行说明。在此过程中,为了说明的明确性和方便性,附图中所示的多个线的厚度或结构要素的大小等会有所放大。

[0045] 并且,后述的多个术语为考虑到它们在本发明中的功能而定义的术语,这些术语可根据用户、使用人员的意图或惯例而不同。因此,对这种术语应以本说明书整体内容为基础来定义。

[0046] 同时,以下实施例不是用于限定本发明的发明要求保护范围的,其仅仅是本发明的发明要求保护范围中提出的结构要素的例示性的事项而已,包括在本发明的说明书全文的技术思想,且在发明要求保护范围的结构要素中作为等同技术方案(包括可取代的结构要素的实施例)可包括在本发明的发明要求保护范围中。

[0047] 实施例

[0048] 图4为本发明的一实施例的旋叶式压缩机的立体图,图5为本发明的一实施例的旋叶式压缩机的长度方向的剖视图。

[0049] 如图4和图5所示,本发明的一实施例的旋叶式压缩机100由前壳300和后壳400形成整体外观,上述前壳300的后方开放,在上述前壳300的内部收容气缸200,上述后壳400与前壳300的后端相结合,上述后壳400用于封闭前壳300的开放部。

[0050] 并且,前壳300包括:筒状的气缸部310,在内部形成空间部,头部320,在气缸部310的轴方向前方与气缸部310以一体化的方式形成,用于封闭空间部的前方;在空间部安装中

空形态的气缸200。

[0051] 此时,在气缸200的内部安装旋转轴500、转子600及多个叶片700,上述旋转轴500借助驱动源的动力来旋转,上述转子600接收旋转轴500的旋转力,来与旋转轴500一同旋转,上述多个叶片700以可进出的方式与转子600的外周面相结合。

[0052] 并且,在前壳300的轴方向后方结合后壳400,来封闭空间部的后方。

[0053] 另一方面,在前壳300的头部320的外周面,吸入端口321和吐出端口322沿着圆周方向以相互隔开的方式形成,上述吸入端口321从外部吸入制冷剂,上述吐出端口322向外部排出在气缸200的内部压缩的高压的制冷剂。

[0054] 并且,在头部320的前方中央延伸形成滑轮结合部323,用于结合电磁离合器(未图示)的滑轮800。

[0055] 图6为沿图5的B-B线的剖视图。

[0056] 在此,图6所示的粗箭头表示制冷剂的吸入及排出方向,实线箭头表示旋转轴500的旋转方向,点划线箭头表示用高压压缩的制冷剂的流动,虚线箭头表示油在经由油分离管324的同时被分离的制冷剂的流动。

[0057] 如图6所示,在气缸200的中空以插入的方式安装具有叶片700的转子600,来使气缸200的中空形成以使流入的制冷剂借助转子600的旋转来被压缩的压缩空间。

[0058] 此时,在气缸200的一侧形成分别向压缩空间的一侧相连通的吸入口210和吐出口220,吸入口210的一侧与头部320的吸入端口321相连通,吐出口220的一侧与头部320的吐出端口322相连通。

[0059] 因此,通过吸入端口321从外部吸入的制冷剂经由吸入口210流入到作为压缩空间的气缸200的中空处,并在经过压缩过程之后,在高压的状态下经由吐出口220,通过吐出端口322向外部供给。

[0060] 转子600结合在与通过驱动马达(未图示)或驱动带而驱动的电磁离合器(未图示)相连接的旋转轴500,从而与旋转轴500一起轴旋转,此时,多个转子流路610可沿着轴方向贯通地形成于转子600。

[0061] 此时,以从转子600的外周面转动的方式突出的叶片700的前端部支撑于气缸200的内周面,来使由气缸200的内周面、转子600的外周面及叶片700形成的空间形成压缩室230。

[0062] 并且,在压缩室230的两侧开口部分别结合前壳300和后壳400,来从前后方向封闭压缩室230,此时如图5所示,转子600的前表面将与前壳300的头部320面接触,转子600的后表面将与后壳400的前表面面接触。

[0063] 因此,通过吸入口210流入气缸200的中空的制冷剂被关在封闭的压缩室230,从而通过转子600的旋转来被压缩。

[0064] 沿着转子600的外周面,沿着圆周方向以相互隔开的方式设置多个叶片700,因此,气缸200的中空将划分为多个压缩室230。

[0065] 当转子600旋转时,被关在压缩室230的制冷剂随着压缩室230的体积减小而被压缩,为此,当压缩制冷剂时,气缸200的内周面以沿着转子600的旋转方向从吸入口210越靠近吐出口220方向,直径将逐渐减小的渐开线(involute)的形态形成。

[0066] 即,沿着转子600的压缩旋转方向,沿着气缸200的内周面从吸入口210越靠近吐出

口220方向,气缸200的内周面的直径将逐渐减小,随着气缸200的内周面与转子600的外周面之间的间隔逐渐缩小,压缩室230的体积也会减少。

[0067] 此时,在气缸200的中空处设置转子600,使得气缸200的内周面与转子600的外周面在截面上成为同心。即,沿着气缸200的内周面画出的渐开线的始点和终点的中心与转子600的中心相同。

[0068] 因此,与现有的情况不同,根据本发明的一实施例,在气缸200的内部无需用于使转子600空转的单独的偏心轴,由此,能够防止现有的设置偏心轴而带来的动力损失或产生振动或噪音的问题。

[0069] 图8和图9为分别表示现有的单行程旋叶式压缩机和本发明的一实施例的旋叶式压缩机的随着吸入行程及压缩行程的压缩室体积变化的图表。

[0070] 如图8所示,可见,在适用现有的单行程(1旋转1行程,参照图2)圆形气缸的例中,吸入行程与压缩行程呈5.5:4.5的水准,即吸入行程显示得略长一些,若考虑因难以形成流路的问题,使吐出口不能准确地形成于压缩终点,而是形成于上述压缩终点之前的压缩结束区间的问题,则可以说实际上吸入行程更长于压缩行程。这在现有的椭圆形气缸(1旋转2行程,参照图3)中也一样。

[0071] 相反,如图9所示,像图6所示的本发明的一实施例一样,适用渐开型气缸的情况下,能够使吸入行程与压缩行程之比变大,因此,能够获得减少消耗动力(HP)的效果。

[0072] 并且,具有随着转子600的外周面一侧与气缸200的内周面一侧连续相接触,能够减小压缩室230之间的压力差,来减少内部泄漏引起的损失,并且减少消耗动力的同时提高压缩效率的效果。

[0073] 叶片700的一端与转子600的外周面一侧铰链结合,来形成悬臂的形态。此时,叶片700包括:铰链部710,与转子600的外周面一侧铰链结合;以及翼部720,从铰链部710延伸形成。

[0074] 在此,叶片700的铰链部710与转子600的外周面一侧铰链结合,例如,可在转子600的外周面一侧形成插入槽620,且铰链部710以可旋转的方式插入于上述插入槽620。此时,优选地,当铰链部710插入于插入槽620时,防止向转子600的半径方向脱离。

[0075] 优选地,叶片700的翼部720从铰链部710向一侧延伸形成,与气缸200的内周面相向的翼部720的外侧面以与转子600的外周面形状相对应的曲率形成。

[0076] 这是为了,在转子600的外周面与气缸200的内周面相接触的地点,使叶片700的翼部720的外侧面与气缸200的内周面相连接,为此,在转子600的外周面形成多个收容槽630,针对上述多个收容槽630而言,与叶片700的数量相对应地沿着圆周方向形成,并且用于收容叶片700的翼部720。

[0077] 此时,优选地,当叶片700的翼部720完全收容于收容槽630时,收容槽630以使得翼部720的外侧面与转子600的外周面形成曲率相同的曲面的方式形成。即,优选地,收容槽630的底面形状与翼部720的内侧面形状相对应,收容槽630的深度与翼部720的厚度相对应。

[0078] 在此情况下,具有以下优点:悬臂形态的叶片700在压缩终点完全收容于转子600的收容槽630,来将压缩室230的体积变化最大化,通过由此而来的压缩比的提高,由相同的组件构成的情况下,与现有的适用直线形态的叶片的例子相比,与多个收容槽630的体积相

对应地增大压缩机的容量,以相同的容量构成的情况下,相比于现有的例能够缩小整体的组件。

[0079] 叶片700由于铰链部710以可旋转的方式与转子600的外周面一侧铰链结合,因而翼部720以借助当转子600旋转时产生的离心力以及被关在压缩室230的制冷剂的压力,以铰链部710为中心向转子600的外侧旋转的方式展开。

[0080] 因此,与现有的适用直线形态的叶片的例子不同,无需在转子600的一侧形成用于将叶片700向气缸200的内周面方向挤出的单独的背压室,因而能够减小转子600的外径,从而缩小整体的组件。

[0081] 并且,也能够避免因现有的背压室的高压,在叶片的前端部与气缸的内周面相接触的地点集中过大的力的同时压缩机旋转轴的扭矩上升的问题。即,如可在图10中确认,相比于现有的直线型叶片,当适用本发明的一实施例的悬臂叶片时,压缩机的旋转轴扭矩显示更低。

[0082] 同时,无需为了挤出叶片而向背压室供油,因此,具有减少压缩机的注油量来降低成本的效果,且具有通过减少妨碍热交换器性能的油的循环量,来提高整体空调系统的性能的效果。

[0083] 不仅如此,由于在悬臂形态的叶片700展开的过程中,体积变化率增加,因而当吸入制冷剂时,增加压力变化,加快流体的流速,并且,由于由此而来的流量增大效果,相比于适用现有的直线形态的叶片的例具有压缩机的容量及性能增大的效果。

[0084] 另一方面,展开的叶片700的翼部720的前端以紧贴的方式支撑于气缸200的内周面,来封闭压缩室230,且与转子600的旋转一同沿着气缸200的内周面移动。

[0085] 此时,随着气缸200的内周面以渐开线形态形成,从吸入口210越靠近吐出口220方向,气缸200的内周面与转子600的外周面之间的间隔越变窄,且叶片700的翼部720随着展开的角度逐渐减小而被折叠,由于以紧贴的方式支撑于气缸200的内周面的翼部720的外侧面形成曲面,因而提高基于气缸200与叶片700的气密性。

[0086] 之后,在转子600的外周面与气缸200的内周面相连接的地点,叶片700的翼部720以折叠的方式完全收容于转子600的收容槽630,且叶片700的外侧面将与气缸200的内周面相连接。

[0087] 此时,优选地,翼部720沿着转子600为了压缩制冷剂而旋转的方向延伸形成,在此情况下,能够利用与一个叶片700的两侧相邻的两个压缩室230之间的压力差,来防止压缩室230内的制冷剂的泄漏。

[0088] 对图6所示的例进行的说明如下:第一压缩室231与第二压缩室232分别与基准叶片700a的两侧相邻,上述第一压缩室231接近吸入口210,沿着转子600的旋转方向,上述第二压缩室232相对远离吸入口210而相对接近吐出口220。

[0089] 更详细地察看,可知,基准叶片700a的翼部720的内侧面与第二压缩室232相连接,基准叶片700a的翼部720的外侧面与第一压缩室231相连接。

[0090] 此时,由于第二压缩室232与第一压缩室231相比,进行了更多的压缩行程,因而借助制冷剂作用于第二压缩室232的内部的压力更大于作用于第一压缩室231的内部的压力。

[0091] 即,相比于与第一压缩室231相连接的基准叶片700a的翼部的外侧面,向与第二压缩室232相连接的基准叶片700a的翼部720的内侧面施加更大的压力。

[0092] 借助这种压力差,基准叶片700a的翼部720沿着气缸200的内周面方向受力,并会持续维持翼部720的前端部支撑于气缸200的内周面的状态。

[0093] 因此,汽车的空调等空调系统处于怠速(idle)状态(低转速(RPM),高压)的情况下,通过填满在各个压缩室230的制冷剂的压力差,叶片700的翼部720也将维持紧贴于气缸200的内周面的状态,由此防止制冷剂的泄漏以及起动时叶片700的展开引起的冲击音等抖动噪音的产生。

[0094] 另一方面,在气缸200的外周面一侧凹陷形成吐出部240,上述吐出部240用于排出压缩的高压的制冷剂,在上述吐出部240的一侧贯通地形成与压缩室230相连通的多个吐出口220,在吐出部240的另一侧形成引导流路250,上述引导流路250用于将高压的制冷剂引导至吐出端口322方向。

[0095] 此时,在引导流路250的一侧形成用于降低制冷剂的脉动和吐出噪音的消声器空间340,上述消声器空间340由气缸部310的外周面一侧向外侧突出而形成,在消声器空间340的一侧贯通地形成与吐出端口322相连通的吐出孔341。

[0096] 因此,通过吐出口220向吐出部240吐出的高压的制冷剂会随着引导流路250流入消声器空间340,并在降低脉动和噪音之后,通过吐出孔341向吐出端口322方向流动。

[0097] 通过吐出孔341的高压的制冷剂沿着设置于吐出端口322内的油分离管324的外周面旋回的同时,包含于制冷剂中的油向油分离管324的下部分离,分离的油储存于第一油室331,上述第一油室331从前壳300的气缸部310的外周面向外侧突出地形成。

[0098] 此时,在第一油室331的一侧形成与第一油室331相连通的第二油室332,第一油室331的下侧的气缸200的外周面以预定形状凹陷,从而形成为第二油室332。

[0099] 并且,在第二油室332的下侧形成第三油室333和第四油室334,第三油室333与第四油室334从前壳300的气缸部310的下端相互隔开,从而分别向外周面的外侧方向突出地形成。

[0100] 此时,在与第三油室333及第四油室334相向的气缸200的外周面形成凹陷区域,第三油室333与第四油室334会通过上述凹陷区域相连通。

[0101] 并且,第三油室333通过气缸200的外周面与前壳300的气缸部310的内周面之间的缝隙相连通,因此,储存于第一油室331的油将经由第二油室332向第三油室333及第四油室334流动。

[0102] 在此,吐出部240、引导流路250及消声器空间340在旋叶式压缩机100中形成使高压的制冷剂流动的高压室,上述高压室形成于气缸部310的一侧,即气缸部310与气缸200之间的空间的一侧。

[0103] 并且,相对为低压区域的各个油室331、332、333、334形成于气缸部310与气缸200之间的空间的另一侧,此时,高压室和油室331、332、333、334由气缸200的外周面与气缸部310的内周面相紧贴的紧贴面260区别。

[0104] 即,就本发明的一实施例的旋叶式压缩机100而言,现有的形成于后壳13(参照图1)的油室可与高压室一同形成于前壳300的气缸部310,来紧凑地构成组件,此时,作为替代,将前壳300的气缸部310与气缸200之间的空间的上侧用作高压室,将气缸部310与气缸200之间的空间的下侧用作油室331、332、333、334。

[0105] 图7为从后方察看本发明的一实施例的旋叶式压缩机的立体图。

[0106] 本发明的一实施例的后壳400与前壳300的后方相结合,从而从气缸部310的轴方向后方封闭空间部。

[0107] 此时,在后壳400的外侧面中央向外侧突出地形成轴收容部410,旋转轴500的后端以可旋转的方式插入并安装于上述轴收容部410。

[0108] 另一方面,储存于第四油室334的油被引导至轴收容部410,从而与旋转轴500一同对转子600及叶片700进行润滑,为此,在后壳400的轴收容部410的一侧形成油路420,上述油路420的一侧与第四油室334相连通,上述油路420的另一侧与轴收容部410相连通。

[0109] 由此,通过油路420流入轴收容部410的油会沿着旋转轴500的外周面向转子600的后表面方向流动,并且在通过转子600的旋转向半径方向外侧展开的同时,对转子600和后壳400的滑动面进行润滑。

[0110] 此时,油会通过转子流路610向转子600的前表面方向流动,从而对转子600和前壳300的滑动面进行润滑,在通过插入槽620和收容槽630流动的过程中也实现叶片700的润滑。

[0111] 适用现有的直线型叶片的压缩机的情况下,为了向挤出叶片的背压室供给高压的油,需要使形成有单独的供油通路的盖6、7(参照图1)配置于气缸的前后方向,因此,压缩机的整体全长只能变长。

[0112] 但在本发明的一实施例的旋叶式压缩机100的情况下,如上所述,仅由用于叶片700的润滑的低压的油路420就很充分,因而具有能够使压缩机小型化的效果。

[0113] 产业上的可利用性

[0114] 根据本发明的优选的一实施例的旋叶式压缩机,悬臂形态的叶片在压缩终点完全收容于转子的外周面,因而具有将压缩室的体积变化最大化,来提高压缩比的效果。

[0115] 并且,由于在压缩室内存在悬臂叶片的收容槽,因而由相同的组件构成的情况下,相比于适用直线形态的叶片的现有的例,具有与收容悬臂叶片的收容槽的体积相对应地增大压缩机的容量的效果,因此在相同的容量构成的情况下,相比于现有的例能够缩小组件。

[0116] 并且,由于在悬臂形态的叶片展开的过程中,当吸入制冷剂时会增加体积变化率,因而具有增加压力变化,且加快流体的流速,由此压缩机的容量及性能增大的效果。

[0117] 并且,以渐开线的形态构成气缸的内周面形状,由此能够使吸入行程与压缩行程之比变大,从而减少消耗动力(HP),并具有减小各压缩室之间的压力差来减少内部泄漏(leak)的效果,也具有将吸入行程与压缩行程最优化来提高压缩机性能系数(COP)的效果。

[0118] 并且,由于悬臂形态的叶片借助离心力与压缩室之间的压力差维持其前端部紧贴于气缸的内周面的状态,因而能够解决现有的叶片的冲击引起的抖动噪音产生的问题。

[0119] 并且,由于现有的背压室不在转子中形成,因而能够解决因背压室的高压,在叶片和气缸的接触地点集中过大的力,以使压缩机旋转轴的扭矩上升的问题,并通过减小转子的外径,来缩小整体的组件。

[0120] 同时,无需为了挤出叶片而向背压室供油,因而具有减少压缩机的注油量来降低成本的效果,且具有通过减少妨碍热交换器性能的油的循环量,来提高整体空调系统的性能的效果。

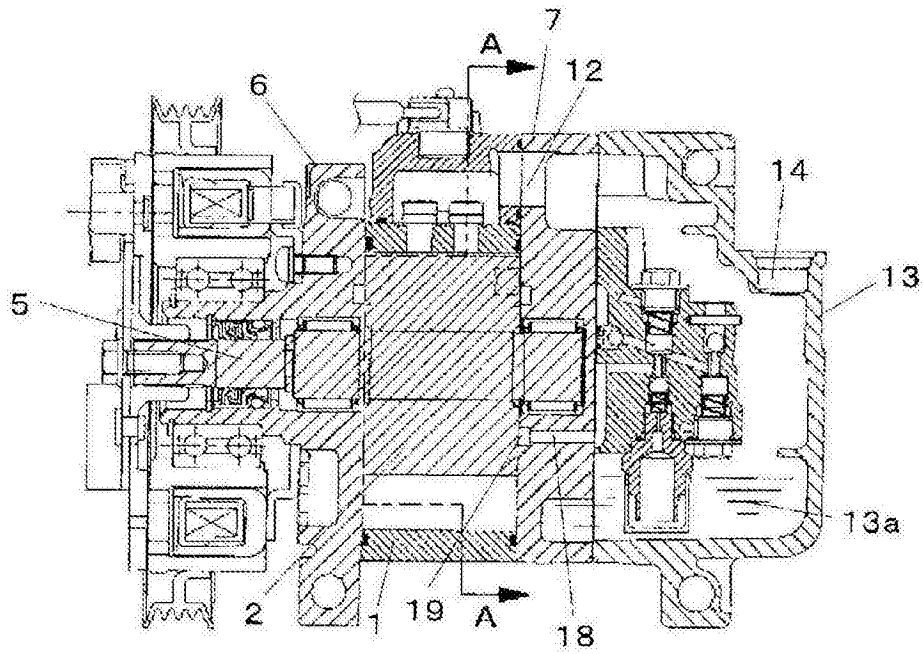


图1

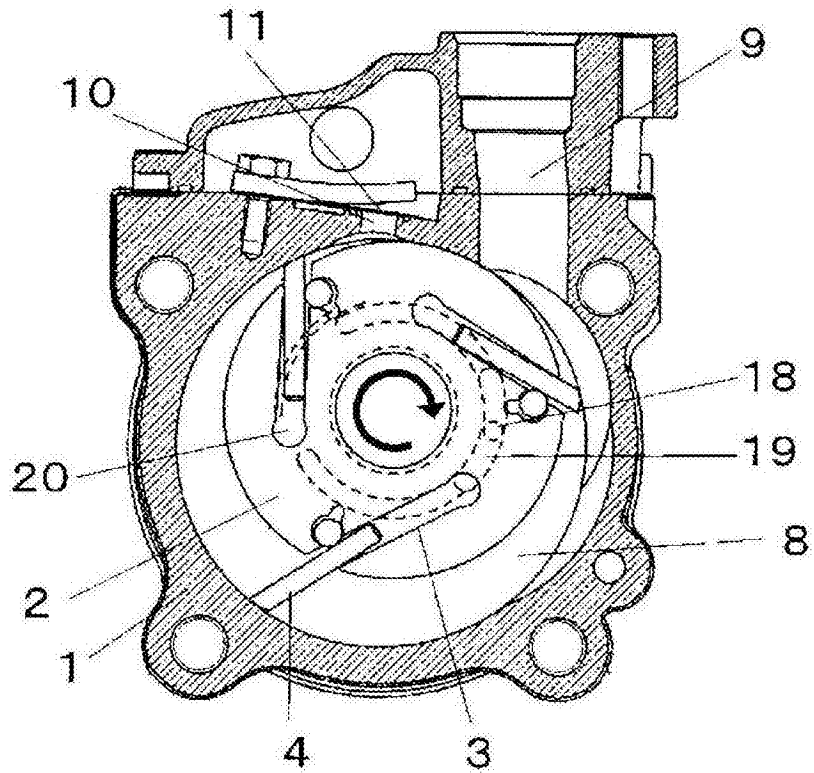


图2

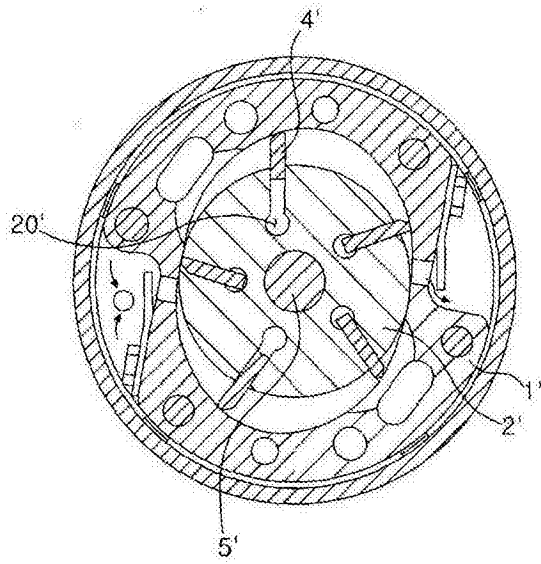


图3

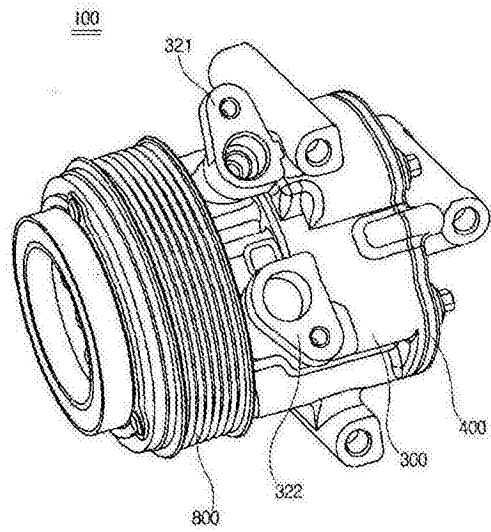


图4

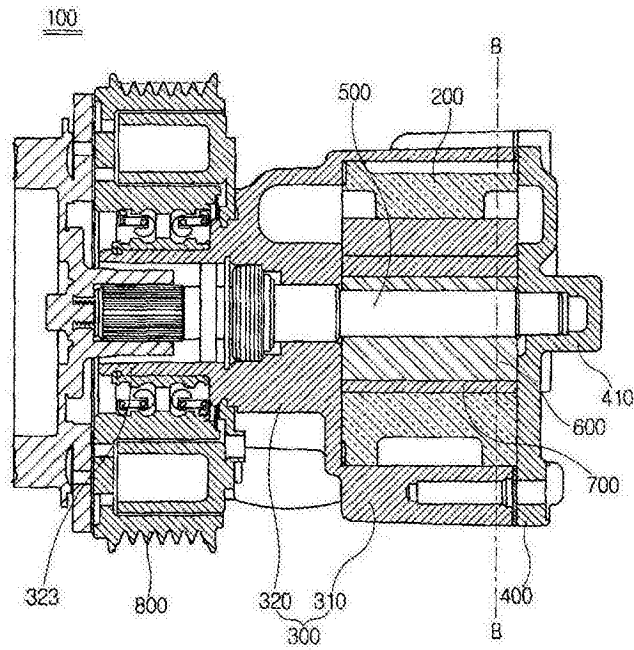


图5

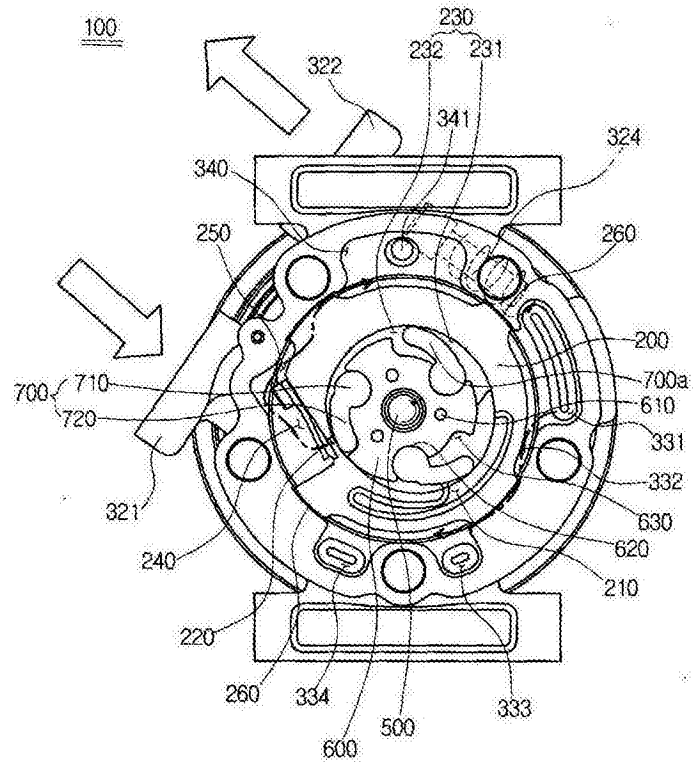


图6

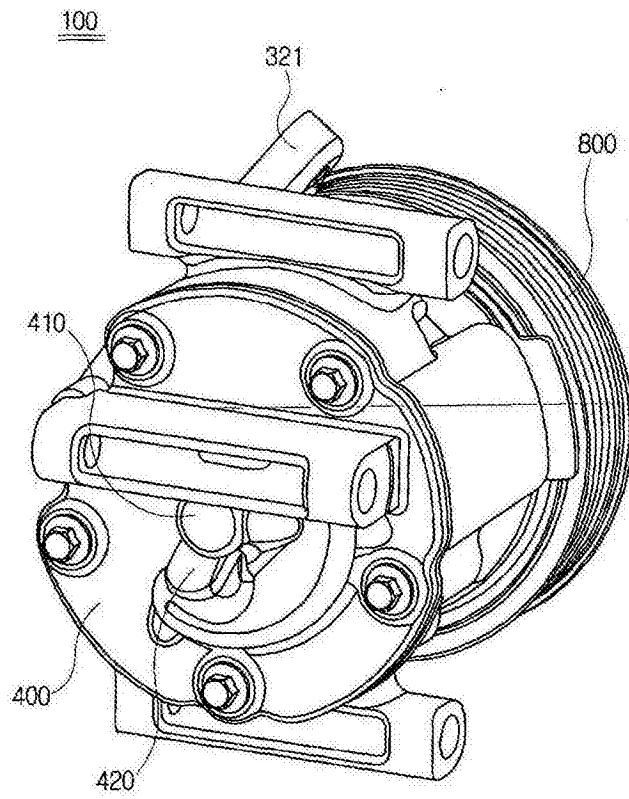


图7

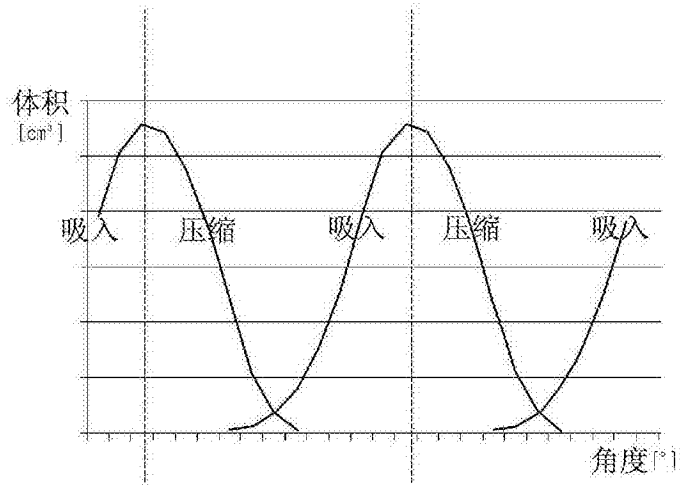


图8

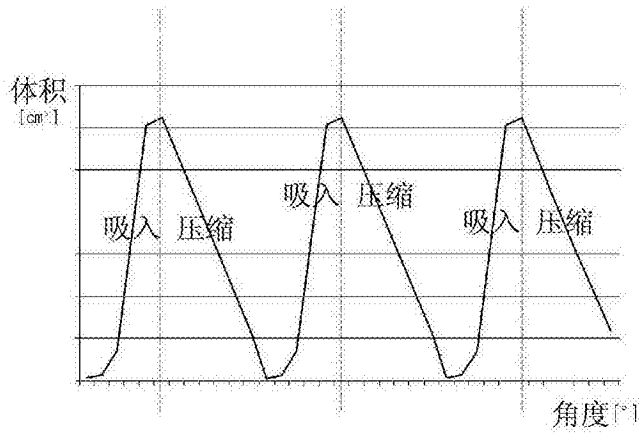


图9

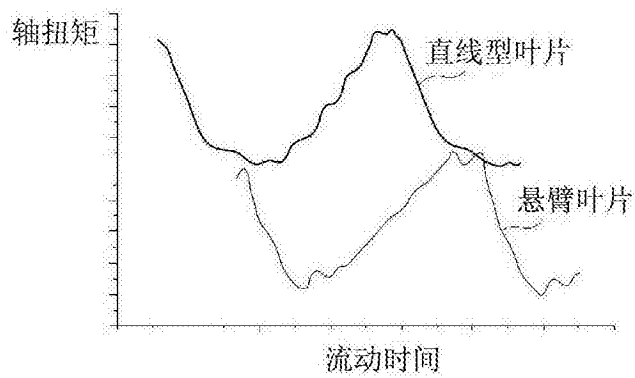


图10