



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 110873050 B

(45) 授权公告日 2024. 11. 01

(21) 申请号 201811006105.2

(56) 对比文件

(22) 申请日 2018.08.30

CN 208702693 U, 2019.04.05

CN 208702694 U, 2019.04.05

(65) 同一申请的已公布的文献号

申请公布号 CN 110873050 A

审查员 蒋营营

(43) 申请公布日 2020.03.10

(73) 专利权人 广东美芝精密制造有限公司

地址 528305 广东省佛山市顺德区容桂街道高新技术产业开发区

(72) 发明人 郑礼成 吴延平

(74) 专利代理机构 北京友联知识产权代理有限公司

11343

专利代理师 尚志峰 汪海屏

(51) Int. Cl.

F04C 18/356 (2006.01)

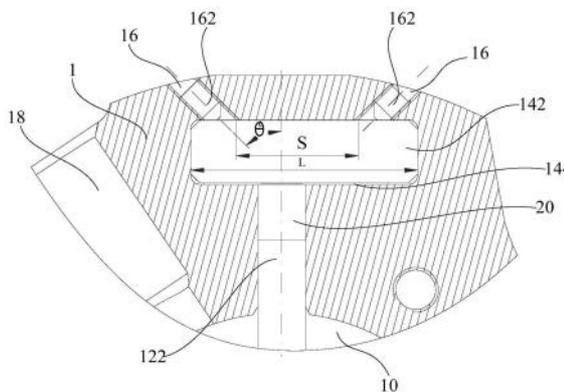
权利要求书1页 说明书9页 附图5页

(54) 发明名称

压缩机构、压缩机、制冷循环装置和空调器

(57) 摘要

本发明提供了一种压缩机构、压缩机、制冷循环装置和空调器,压缩机构包括:气缸,气缸上由气缸的中心轴线至气缸的外侧壁之间依次设置有滑片槽、安装槽及螺纹孔,滑片槽与安装槽相通,螺纹孔与安装槽相通;阀板,设置在安装槽内;螺纹紧固件,螺纹紧固件与螺纹孔配合连接,并对阀板施加挤压力;其中,螺纹紧固件的中心轴线至滑片槽任一轴向截面的距离,由滑片槽靠近气缸中心轴线的一端至滑片槽远离气缸中心轴线一端逐渐增大。根据本发明的压缩机构,使得螺钉紧固件对阀板的作用力分解为垂直及平行阀板方向的两个作用力,两个作用力产生的变形相互抵消,最终的综合效果使得滑片槽变形大大减小,有效改善了压缩机的可靠性。



1. 一种压缩机构,其特征在于,包括:
气缸,所述气缸上由所述气缸的中心轴线至所述气缸的外侧壁之间依次设置有滑片槽、安装槽及螺纹孔,所述滑片槽与所述安装槽相通,所述螺纹孔与所述安装槽相通;
阀板,设置在所述安装槽内;
吸气阀片,与所述阀板相配合;
第二排气阀片,与所述阀板相配合;
螺纹紧固件,所述螺纹紧固件与所述螺纹孔配合连接,并对所述阀板施加挤压力;
其中,所述螺纹紧固件在所述螺纹紧固件的中心轴线上的任一点至所述滑片槽轴线的距离,由所述滑片槽靠近所述气缸中心轴线的一端至所述滑片槽远离所述气缸中心轴线一端逐渐增大。
2. 根据权利要求1所述的压缩机构,其特征在于,
所述螺纹紧固件的中心轴线与所述滑片槽轴线之间的夹角的取值范围为大于等于 15° ,小于等于 60° 。
3. 根据权利要求1所述的压缩机构,其特征在于,
所述螺纹孔的数量为偶数个,均匀分布在所述滑片槽的两侧。
4. 根据权利要求3所述的压缩机构,其特征在于,
沿所述气缸的径向,位于所述滑片槽两侧并靠近所述滑片槽相对的两个所述螺纹孔之间的距离与所述安装槽的宽度之间的比值大于等于0.5。
5. 根据权利要求1至4中任一项所述的压缩机构,其特征在于,还包括:凹槽,设置在所述气缸上,位于所述阀板与所述螺纹紧固件的配合处;
所述凹槽沿所述气缸的径向截面形状为锥形。
6. 根据权利要求1至4中任一项所述的压缩机构,其特征在于,
所述阀板的朝向所述安装槽侧的外侧面形成有倒角平面,所述螺纹紧固件与所述倒角平面配合,以对所述阀板施加挤压力。
7. 根据权利要求6所述的压缩机构,其特征在于,
所述倒角平面与所述螺纹紧固件的轴线相垂直。
8. 根据权利要求1至4中任一项所述的压缩机构,其特征在于,还包括:滑片,所述滑片可滑动地设置在所述滑片槽内,所述滑片槽内位于所述滑片和所述阀板之间形成有第二工作腔。
9. 根据权利要求1至4中任一项所述的压缩机构,其特征在于,还包括:
滚子,所述滚子可滚动地设在所述气缸的气缸腔内,所述滑片的一端与所述滚子相连接,所述气缸腔的内周面、所述滚子的外周面以及所述滑片之间形成有第一工作腔。
10. 一种压缩机,其特征在于,包括如权利要求1至9中任一项所述的压缩机构。
11. 一种制冷循环装置,其特征在于,包括:
如权利要求1至9中任一项所述的压缩机构;或
如权利要求10所述的压缩机。
12. 一种空调器,其特征在于,包括:如权利要求11所述的制冷循环装置。

压缩机构、压缩机、制冷循环装置和空调器

技术领域

[0001] 本发明涉及制冷设备技术领域,尤其是涉及一种压缩机构、一种压缩机、一种制冷循环装置和一种空调器。

背景技术

[0002] 在冬季由于室内外温差大,空调系统在低温环境下制热能力将大幅度衰减,无法达到用户需热量的需求。原因如下:第一,低温环境下,压缩机吸气口处制冷剂密度较小,导致制冷剂吸入量降低,进而影响空调系统的制热量;第二,由于室内外温差较大,空调系统蒸发温度与冷凝温度差异悬殊,节流后会闪发出大量气体,导致蒸发器不同流路间制冷剂分配不均匀,影响蒸发器换热效率,同时由于这些闪发气体进入蒸发器吸收的热量较小,而挤占蒸发器管道空间却很大,使管道很大表面积失去液体传导的功能,进一步影响了蒸发器的换热效率。

[0003] 为了解决该难题,相关技术中,一种方式是将气体冷媒喷射方式应用在压缩机和冷冻循环上,运用双缸旋转压缩机。但是采用双缸式压缩机进行喷射技术压缩机成本增加明显,假如能效或制热能力提升不明显的话则会导致性价比低下;另一种方式是提出了独立压缩结构,增加一个独立的滑片压缩腔,即第二工作腔,从第二工作腔吸入中间压力的气体,一方面可以回收一部分膨胀功,另一方面降低了进入蒸发器低压制冷剂干度,提高蒸发器的换热效率,但是,目前独立压缩结构阀板通常采用顶丝固定,顶丝打紧后经常会出现滑片槽变形,进而导致滑片卡死的问题,严重影响了压缩机的可靠性。

发明内容

[0004] 本发明旨在至少解决现有技术或相关技术中存在的技术问题之一。

[0005] 为此,本发明的第一方面提出一种压缩机构。

[0006] 本发明的第二方面提出一种压缩机。

[0007] 本发明的第三方面提出一种制冷循环装置。

[0008] 本发明的第二方面提出一种空调器。

[0009] 有鉴于此,本发明的第一方面提供了一种压缩机构,包括:气缸,气缸上由气缸的中心轴线至气缸的外侧壁之间依次设置有滑片槽、安装槽及螺纹孔,滑片槽与安装槽相通,螺纹孔与安装槽相通;阀板,设置在安装槽内;螺纹紧固件,螺纹紧固件与螺纹孔配合连接,并对阀板施加挤压力;其中,螺纹紧固件的中心轴线至滑片槽任一轴向截面的距离,由滑片槽靠近气缸中心轴线的一端至滑片槽远离气缸中心轴线一端逐渐增大。

[0010] 根据本发明的压缩机构,将螺纹紧固件的中心轴线至滑片槽任一轴向截面的距离设置为由滑片槽靠近气缸中心轴线的一端至滑片槽远离气缸中心轴线一端逐渐增大,即自气缸中心一侧的滑片槽的内端向外端方向逐渐增大,使得螺钉紧固件对阀板的作用力分解为垂直及平行阀板方向的两个作用力,垂直阀板方向的作用力将阀板紧固在安装槽的安装端面上,并使滑片槽向变窄方向变形,平行于阀板方向的作用力使得阀板对气缸产生反作

用力,使滑片槽向变宽方向变形,两个作用力产生的变形相互抵消,最终的综合效果使得滑片槽变形大大减小,有效改善了压缩机的可靠性。

[0011] 另外,本发明提供的上述技术方案中的压缩机构还可以具有如下附加技术特征:

[0012] 在上述技术方案中,优选地,螺纹紧固件的中心轴线与滑片槽任一轴向截面之间的夹角的取值范围为大于等于 15° ,小于等于 60° 。

[0013] 在该技术方案中,通过将螺纹紧固件的中心轴线与滑片槽任一轴向截面之间的夹角的取值范围设置在 15° 至 60° 之间,可以缩小滑片槽的变形波动,以保证压缩机运行的可靠性。

[0014] 在上述任一技术方案中,优选地,螺纹孔的数量为偶数个,均匀分布在滑片槽的两侧。

[0015] 在该技术方案中,将螺纹孔设置于滑片槽两侧,从而保证安装槽的安装端面的密封,通常设置2个或4个螺纹孔。设置4个螺纹孔时,其位置分别对应阀板四个角部区域,由于螺纹紧固件数量较大,密封可靠性较好;设置2个螺纹孔时,其沿气缸腔轴线方向的位置位于阀板中部,由于螺纹紧固件数量相对较少,可以采用较大的直径和较大的打紧扭矩。

[0016] 在上述任一技术方案中,优选地,沿气缸的径向,位于滑片槽两侧并靠近滑片槽相对的两个螺纹孔之间的距离与安装槽的宽度之间的比值大于等于0.5。

[0017] 在该技术方案中,螺纹孔的位置对滑片槽变形也有较大影响,气缸螺纹孔距离滑片槽中心越近,则螺纹紧固件对安装槽的安装端面的等效作用力与安装槽侧面的距离越远,即作用力的作用力臂越大,产生的滑片槽变形也越大,表现为滑片槽变窄,可见随着位于滑片槽两侧的两个螺纹孔之间的距离S与安装槽的宽度L之间比值的增大,滑片槽变形减小,当 $S/L \geq 0.5$ 时,变形变化相对较为缓慢。

[0018] 在上述任一技术方案中,优选地,压缩机构还包括:凹槽,设置在气缸上,位于阀板与螺纹紧固件的配合处;凹槽沿气缸的径向截面形状为锥形。

[0019] 在该技术方案中,螺纹紧固件接触部位设置了截面形状为锥形的凹槽,该锥形槽凹槽可以只是位于与螺纹紧固件接触的局部,也可以沿气缸腔中心轴线方向贯穿阀板。由于该锥形凹槽的存在,解决了垂直于滑片槽方向作用力受摩擦系数限制的问题。从而通过优化设置螺纹紧固件的中心轴线与滑片槽的轴向界面之间的夹角 θ ,大大改善螺纹紧固件装配导致的滑片槽变形。

[0020] 需要说明的是,凹槽沿气缸的径向截面形状也可以设置为方形、圆形、由直线或弧线构成的其他截面形状等,均可以达到相同的目的,不应作为对本发明的限制。

[0021] 在上述任一技术方案中,优选地,阀板的朝向安装槽侧的外侧面形成有倒角平面,螺纹紧固件与倒角平面配合,以对阀板施加挤压力。

[0022] 在上述任一技术方案中,优选地,倒角平面与螺纹紧固件的轴线相垂直。

[0023] 在该技术方案中,将螺纹紧固件接触位置设置于阀板外侧面位于滑片槽两侧边缘形成的倒角平面上,且所述倒角平面与螺纹紧固件轴线垂直,保证螺纹紧固件预紧力始终沿其轴线方向。

[0024] 在上述任一技术方案中,优选地,压缩机构还包括:滑片,滑片可滑动地设置在滑片槽内,滑片槽内位于滑片和阀板之间形成有第二工作腔。

[0025] 在上述任一技术方案中,优选地,压缩机构还包括:

[0026] 滚子,滚子可滚动地设在气缸的气缸腔内,滑片的一端与滚子相连接,气缸腔的内周面、滚子的外周面以及滑片之间形成有第一工作腔。

[0027] 在该技术方案中,滑片在滑片槽内可内外滑动,滚子套设在曲轴偏心部上,可随曲轴的旋转而偏心转动,此外,滚子还可绕自身轴线发生自转,滑片内端抵在滚子上。气缸腔的内周面、滚子的外周面以及滑片之间形成为第一工作腔,其上下端面由上轴承和下轴承密封。第一工作腔与第一吸气孔相连部分为第一吸气腔,与第一排气孔相连部分为第一压缩腔。随着曲轴的旋转,第一吸气腔容积不断增大,从而不断吸入冷媒,第一压缩腔容积不断减小,腔内冷媒压力不断升高,达到排气压力时将第一排气阀片顶开,从第一排气口将高压冷媒排出,第一限位器对第一排气阀片的升程进行限制,防止发生断裂等可靠性问题。

[0028] 滑片槽内位于滑片和阀板之间形成为第二工作腔,其上下端面由上轴承和下轴承密封。滑片内端与滚子通过铰接方式连接,保证二者在任何情形下不发生脱离,随着曲轴的旋转,滑片在滑片槽内进行直线往复运动。当滑片向内运动时(朝向气缸腔轴线),第二工作腔容积增大,增大到一定程度吸气阀片打开,吸入中间压力冷媒(压力高于第一工作腔吸气压力);当滑片向外运动时(远离气缸腔轴线),第二工作腔容积减小,冷媒被压缩,压力不断升高,达到排气压力时将第二排气阀片顶开,从第二排气口将高压冷媒排出,类似地,第二限位器对第二排气阀片的升程进行限制。通过采用双工作腔结构,提升压缩机的工作效率,以提升用户对空调器的使用体验。

[0029] 本发明第二方面提供了一种压缩机,包括如上述任一技术方案的压缩机构。

[0030] 本发明提供的压缩机,包括上述任一技术方案所述的压缩机构,因此具有压缩机构的全部有益效果,在此不再赘述。

[0031] 本发明第三方面提供了一种制冷循环装置,包括:如上述任一技术方案的压缩机构;或如上述技术方案的压缩机。

[0032] 本发明提供的制冷循环装置,包括上述任一技术方案所述的压缩机构,或上述技术方案的压缩机,因此具有压缩机构和压缩机的全部有益效果,在此不再赘述。

[0033] 本发明第三方面提供了一种空调器,包括:如上述技术方案的制冷循环装置。

[0034] 本发明提供的空调器,包括上述技术方案的制冷循环装置,因此具有上述制冷循环装置的全部有益效果,在此不再赘述。

[0035] 本发明的附加方面和优点将在下面的描述中部分给出,部分将从下面的描述中变得明显,或通过本发明的实践了解到。

附图说明

[0036] 本发明的上述和/或附加的方面和优点从结合下面附图对实施例的描述中将变得明显和容易理解,其中:

[0037] 图1是现有独立压缩结构的工作腔及阀板固定结构示意图;

[0038] 图2是现有独立压缩结构高度方向剖视图;

[0039] 图3是现有阀板固定结构滑片槽变形原理说明图;

[0040] 图4是根据本发明一个实施例的压缩机构的结构示意图;

[0041] 图5是图4所示实施例的压缩机构改善原理说明图;

[0042] 图6是滑片槽变形与夹角 θ 曲线示意图;

[0043] 图7是滑片槽变形-气缸螺纹孔距离S/气缸安装槽宽度L曲线示意图;

[0044] 图8是根据本发明再一个实施例的压缩机构的结构示意图;

[0045] 图9是根据本发明又一个实施例的压缩机构的结构示意图;

[0046] 图10是根据本发明一个实施例的制冷循环装置结构示意图。

[0047] 其中,图1至图3中的附图标记与部件名称之间的对应关系为:

[0048] 1' 气缸,2' 曲轴,3' 滚子,4' 滑片,42' 滑片槽,5' 上轴承,6' 下轴承,7' 螺纹孔,8' 安装槽,82' 阀板,9' 吸气阀片,10' 第二工作腔,11' 第一吸气孔,12' 第一排气孔,14' 第二限位器,15' 第二排气阀片,16' 第二排气孔,17' 顶丝。

[0049] 图4至图10中的附图标记与部件名称之间的对应关系为:

[0050] 1气缸,12滑片槽,122滑片,14安装槽,142阀板,144吸气阀片,146凹槽,148倒角平面,16螺纹孔,162螺纹紧固件,18第一吸气孔,10第一工作腔,20第二工作腔,30压缩机,40四通阀,50室外换热器,60第一节流元件,70闪蒸器,80第二节流元件,90室内换热器。

具体实施方式

[0051] 为了能够更清楚地理解本发明的上述目的、特征和优点,下面结合附图和具体实施方式对本发明进行进一步的详细描述。需要说明的是,在不冲突的情况下,本申请的实施例及实施例中的特征可以相互组合。

[0052] 在下面的描述中阐述了很多具体细节以便于充分理解本发明,但是,本发明还可以采用其他不同于在此描述的方式来实施,因此,本发明的保护范围并不受下面公开的具体实施例的限制。

[0053] 下面参照图4至图10描述根据本发明一些实施例所述压缩机构、压缩机、制冷循环装置和空调器。

[0054] 如图4至图9所示,本发明的一个实施例提供了一种压缩机构,包括:气缸1,气缸1上由气缸1的中心轴线至气缸1的外侧壁之间依次设置有滑片槽12、安装槽14及螺纹孔16,滑片槽12与安装槽14相通,螺纹孔16与安装槽14相通;阀板142,设置在安装槽14内;螺纹紧固件162,螺纹紧固件162与螺纹孔16配合连接,并对阀板142施加挤压力;其中,螺纹紧固件162螺纹孔16的中心轴线至滑片槽12任一轴向截面的距离,由滑片槽12靠近气缸1中心轴线的一端至滑片槽12远离气缸1中心轴线一端逐渐增大。

[0055] 根据本发明的压缩机构,将螺纹紧固件162螺纹孔16的中心轴线至滑片槽12任一轴向截面的距离设置为由滑片槽12靠近气缸1中心轴线的一端至滑片槽12远离气缸1中心轴线一端逐渐增大,即自气缸1中心一侧的滑片槽12的内端向外端方向逐渐增大,使得螺钉紧固件对阀板142的作用力分解为垂直及平行阀板142方向的两个作用力,垂直阀板142方向的作用力将阀板142紧固在安装槽14的安装端面上,并使滑片槽12向变窄方向变形,平行于阀板142方向的作用力使得阀板142对气缸1产生反作用力,使滑片槽12向变宽方向变形,两个作用力产生的变形相互抵消,最终的综合效果使得滑片槽12变形大大减小,有效改善了压缩机的可靠性。

[0056] 在本发明的一些实施例中,螺纹紧固件162采用顶丝。

[0057] 相关技术中,如图1至图3所示,现有独立压缩结构的压缩机泵体,包括:气缸1'、曲轴2'、滚子3'、滑片4'、上轴承5'、下轴承6'、第一排气阀片、第一限位器(第一排气阀片和第

一限位器图中未示出,位于上轴承5'或下轴承6'上)、阀板82'、吸气阀片9'、第二排气阀片15'、第二限位器14'和顶丝17'。气缸1'上形成有圆柱形气缸1'腔、第一吸气孔11'、第一排气孔12'、滑片槽42'、安装槽8'和螺纹孔7',安装槽8'设在滑片槽42'的外端且与滑片槽42'连通,安装槽8'与滑片槽42'相连的连通口的表面构成安装端面,螺纹孔7'设置于安装槽8'外端并与安装槽8'连通。这里,需要说明的是,圆柱形的气缸1'腔具有轴线,滑片槽42'的内端指的是滑片槽42'的朝向该轴线的一端,滑片槽42'的外端指的是滑片槽42'的远离该轴线的一端。

[0058] 滑片4'在滑片槽42'内可内外滑动,滚子3'套设在曲轴2'偏心部上,可随曲轴2'的旋转而偏心转动,此外,滚子3'还可绕自身轴线发生自转,滑片4'内端抵在滚子3'上。气缸1'腔的内周面、滚子3'的外周面以及滑片4'之间形成为第一工作腔,其上下端面由上轴承5'和下轴承6'密封。第一工作腔与第一吸气孔11'相连部分为第一吸气腔,与第一排气孔12'相连部分为第一压缩腔。随着曲轴2'的旋转,第一吸气腔容积不断增大,从而不断吸入冷媒,第一压缩腔容积不断减小,腔内冷媒压力不断升高,达到排气压力时将第一排气阀片顶开,从第一排气孔12'将高压冷媒排出,第一限位器对第一排气阀片的升程进行限制,防止发生断裂等可靠性问题。

[0059] 滑片槽42'内位于滑片4'和阀板82'之间形成为第二工作腔10',其上下端面由上轴承5'和下轴承6'密封。滑片4'内端与滚子3'通过铰接方式连接,保证二者在任何情形下不发生脱离,随着曲轴2'的旋转,滑片4'在滑片槽42'内进行直线往复运动。当滑片4'向内运动时(朝向气缸1'腔轴线),第二工作腔10'容积增大,增大到一定程度吸气阀片9'打开,吸入中间压力冷媒(压力高于第一工作腔吸气压力);当滑片4'向外运动时(远离气缸1'腔轴线),第二工作腔10'容积减小,冷媒被压缩,压力不断升高,达到排气压力时将第二排气阀片15'顶开,从第二排气孔16'将高压冷媒排出,类似地,第二限位器14'对第二排气阀片15'的升程进行限制。

[0060] 阀板82'、吸气阀片9'与气缸1'安装槽8'的安装端面配合,为了保证密封,通常采用顶丝17'进行预紧,即顶丝17'安装在气缸1'安装槽8'外端的螺纹孔7'内,如图1和图3所示,顶丝17'轴线与滑片槽42'平行,将阀板82'和吸气阀片9'压紧在所述安装端面上。顶丝17'结构具有结构简单、安装方便、预紧力可调等优点,因而成为安装端面密封方式的首选,但该结构压缩机在顶丝17'预紧后经常出现滑片槽42'变形大导致滑片4'卡死的问题,严重影响了压缩机的可靠性,成为该结构应用的瓶颈问题。

[0061] 针对该问题,如图4所示,本发明提出的压缩机构将螺纹紧固件162的中心轴线至滑片槽12任一轴向截面的距离,由滑片槽12靠近气缸1中心轴线的一端至滑片槽12远离气缸1中心轴线一端逐渐增大。当滑片槽12两侧均设置螺纹紧固件162时,至少一个螺纹紧固件162的中心轴线与滑片槽12的距离由滑片槽12的任一轴向截面的距离由滑片槽12的内端向外端方向逐渐增大。

[0062] 如图3和图5所示,可见根据本发明的提供的压缩机构,可有效改善装配滑片槽12变形的的问题。具体对比如下:

[0063] 如图3,在现有顶丝17'结构设计下,顶丝17'轴线与滑片槽42'平行,在顶丝17'打紧后,顶丝17'将产生较大的预紧力,气缸1'安装槽8'安装端面相应地受到阀板82'、吸气阀片9'传递过来的压紧力作用。对于气缸1'和顶丝17'构成的整体而言,受到阀板82'对顶丝

17' 的反作用力,其大小与顶丝17' 预紧力相同;同时,气缸1' 安装槽8' 安装端面还受到上述阀板82'、吸气阀片9' 传递过来的压紧力作用,该压紧力实际是一个分布力,图中所示为该分布力的等效合力。阀板82' 对顶丝17' 的反作用力、吸气阀片9' 传递过来的压紧力等效合力均与滑片槽42' 平行。由于气缸1' 安装槽8' 的设置,滑片槽42' 局部刚性严重减弱,主要在吸气阀片9' 传递过来的压紧力作用下,气缸1' 滑片槽42' 将发生显著的变形,其变形后的形状如图4中虚线所示,即滑片槽42' 外端显著变窄,而滑片槽42' 内端略有变宽,该形状得到了理论及试验的同时验证。滑片槽42' 变窄的幅度超过了滑片槽42' 与滑片4' 之间的宽度间隙,从而导致了滑片4' 的卡死。

[0064] 滑片槽42' 变形很大时,在大批量生产中由于各制造因素的波动,其变形的波动通常也很大,这意味着如果单纯增大滑片4' 与滑片槽42' 之间的宽度间隙,将导致部分压缩机在装配后滑片4' 与滑片槽42' 之间的实际宽度间隙过大,造成压缩机运行时通过该宽度间隙的泄漏显著增大,表现为性能显著恶化;同时滑片4' 倾斜也会增大(滑片4' 与滑片槽42' 之间形成微小夹角),会造成滑片4' 侧面异常磨损,影响压缩机可靠性。因此,必须减小装配导致的滑片槽42' 变形。

[0065] 如图5所示,根据本发明提供的压缩机构,将螺纹紧固件162的中心轴线与滑片槽12的任一轴向截面的距离设置为由滑片槽12的内端向外端方向逐渐增大,此时螺纹紧固件162与气缸1构成的整体除受平行于滑片槽12方向的作用力F外,由于螺纹紧固件162预紧力与阀板142接触表面不垂直,还将产生平行于阀板142表面,即垂直于滑片槽12方向的作用力f。作用力F和f的合力为螺纹紧固件162预紧力的反作用力。平行于滑片槽12方向的作用力F导致的滑片槽12变形与图3类似,但在垂直于滑片槽12方向的作用力f的作用下,滑片槽12整体还将产生变宽的变形效果,其变形方向与作用力F相反,于是变形相互抵消。在二者的综合作用下,滑片槽12变形显著减小,其变形后的形状如图5中的虚线所示,表现为滑片槽12外端略有变窄,而内端略有变宽。在本发明的一个实施例中,顶丝预紧导致的滑片槽12变形由原有设计的 $12.5\mu\text{m}$ 减小至本发明改善设计的 $1.7\mu\text{m}$,滑片槽12改善幅度达到86.4%。

[0066] 在本发明的一个实施例中,优选地,螺纹紧固件162螺纹孔16的中心轴线与滑片槽12任一轴向截面之间的夹角的取值范围为大于等于 15° ,小于等于 60° 。

[0067] 在该实施例中,通过将螺纹紧固件162螺纹孔16的中心轴线与滑片槽12任一轴向截面之间的夹角的取值范围设置在 15° 至 60° 之间,可以缩小滑片槽12的变形波动,以保证压缩机运行的可靠性。

[0068] 具体实施例中,如图6所示,螺纹紧固件162的中心轴线与滑片槽12的任一轴向截面之间的夹角对滑片槽12变形的改善效果有较大影响。图6中所示变形正值表示滑片槽12变窄,负值表示滑片槽12变宽,即正负符号表示变形方向,而数值表示变形大小。考虑到气缸1安装槽14安装端面的密封要求,该曲线是在平行于滑片槽12方向的作用力F保持不变的前提下得到的。同时,由图5可知, $f=F*\tan\theta$,随着夹角 θ 的增大,作用力f逐渐增大,图6中曲线假定作用力f的增大不受其他因素的限制,即螺纹紧固件162预紧力始终沿着其轴向。当夹角 θ 小于 45° 时,螺纹紧固件162预紧后,平行于滑片槽12方向的作用力F较大,其作用更为显著,使滑片槽12表现为变窄,随着夹角 θ 的增大,滑片槽12变形迅速减小;相反,当夹角 θ 大于 45° 时,螺纹紧固件162预紧后,垂直于滑片槽12方向的作用力f较大,其作用更为显著,使滑片槽12表现为变宽,随着夹角 θ 的增大,作用力f迅速增大,导致滑片槽12变形迅速

恶化。如前所述,滑片槽12变形过大(无论是变宽还是变窄),会导致批量生产时变形波动也较大,因此较小的滑片槽12变形是较为理想的。由图6可知,夹角 θ 设置在 15° 至 60° 之间效果较好。

[0069] 在本发明的一个实施例中,优选地,螺纹孔16的数量为偶数个,均匀分布在滑片槽12的两侧。

[0070] 在该实施例中,将螺纹孔16设置于滑片槽12两侧,从而保证安装槽14的安装端面的密封,通常设置2个或4个螺纹孔16。设置4个螺纹孔16时,其位置分别对应阀板142四个角部区域,由于螺纹紧固件162数量较大,密封可靠性较好;设置2个螺纹孔16时,其沿气缸腔轴线方向的位置位于阀板142中部,由于螺纹紧固件162数量相对较少,可以采用较大的直径和较大的打紧扭矩。

[0071] 在本发明的一个实施例中,优选地,沿气缸1的径向,位于滑片槽12两侧并靠近滑片槽12相对的两个螺纹孔16之间的距离与安装槽14的宽度之间的比值大于等于0.5。

[0072] 在该实施例中,螺纹孔16的位置对滑片槽12变形也有较大影响,气缸1螺纹孔16距离滑片槽12中心越近,则螺纹紧固件162对安装槽14的安装端面的等效作用力与安装槽14侧面的距离越远,即作用力的作用力臂越大,产生的滑片槽12变形也越大,表现为滑片槽12变窄,如图7所示,可见随着位于滑片槽12两侧的两个螺纹孔16之间的距离 S 与安装槽14的宽度 L 之间比值的增大,滑片槽12变形减小,当 $S/L \geq 0.5$ 时,变形变化相对较为缓慢。

[0073] 具体实施例中,如图4所示,螺纹紧固件162为顶丝,顶丝可以完全设置在气缸1的螺纹孔16内部,从而避免干涉问题。与顶丝前端接触的阀板142为平面,因此平行于阀板142表面的作用力 f 完全由摩擦力提供,顶丝前端与阀板142接触面积较小,局部可以产生一定的变形,从而有利于增大局部的静摩擦系数 μ 。在平行于滑片槽12的作用力 F 不变时,静摩擦力 f 的最大值完全取决于静摩擦系数: $f = \mu * F$,由图5可知, $f = F * \tan \theta$,所以得出 $\mu = \tan \theta$, $\theta = \arctan \mu$ 。在本实施例中摩擦系数 μ 通常在0.3至0.4之间,因此当夹角 θ 大于 $\arctan \mu$ 时,即 17° 至 22° 时,静摩擦力 f 将不再增大。此后,如果夹角 θ 进一步增大,顶丝预紧力将偏离其轴线。由图6可知,由于静摩擦力 f 的限制,滑片槽12变形的改善幅度受到一定的限制,最终滑片槽12变形仍然表现为变窄。需要说明的是,顶丝作为螺纹紧固件162的一种,是一种比较便捷的设计,但在此基础上进行的一些变化,如将顶丝变换为其他形式的螺钉,且连接形式未发生本质上的变化,则不应视为对本专利的规避。

[0074] 在本发明的一个实施例中,优选地,压缩机构还包括:凹槽146,设置在气缸1上,位于阀板142与螺纹紧固件162的配合处;凹槽146沿气缸1的径向截面形状为锥形。

[0075] 在该实施例中,如图8所示,螺纹紧固件162接触部位设置了截面形状为锥形的凹槽146,该锥形的凹槽146可以只是位于与螺纹紧固件162接触的局部,也可以沿气缸腔中心轴线方向贯穿阀板142。由于该锥形的凹槽146的存在,解决了垂直于滑片槽12方向作用力受摩擦系数限制的问题。从而通过优化设置螺纹紧固件162的中心轴线与滑片槽12的轴向界面之间的夹角 θ ,大大改善螺纹紧固件162装配导致的滑片槽12变形。

[0076] 需要说明的是,凹槽146沿气缸1的径向截面形状也可以设置为方形、圆形、由直线或弧线构成的其他截面形状等,均可以达到相同的目的,不应作为对本发明的限制。

[0077] 在本发明的一个实施例中,优选地,阀板142的朝向安装槽14侧的外侧面形成有倒角平面148,螺纹紧固件162与倒角平面148配合,以对阀板142施加挤压力。

[0078] 在本发明的一个实施例中,优选地,倒角平面148与螺纹紧固件162的轴线相垂直。

[0079] 在该实施例中,如图9所示,将螺纹紧固件162接触位置设置于阀板142外侧面位于滑片槽12两侧边缘形成的倒角平面148上,且所述倒角平面148与螺纹紧固件162轴线垂直,保证螺纹紧固件162预紧力始终沿其轴线方向。在本发明的一个实施例中,优选地,压缩机构还包括:滑片122,滑片122可滑动地设置在滑片槽12内,滑片槽12内位于滑片122和阀板142之间形成有第二工作腔20。

[0080] 在本发明的一个实施例中,优选地,压缩机构还包括:

[0081] 滚子,滚子可滚动地设在气缸1的气缸腔内,滑片122的一端与滚子相连接,气缸腔的内周面、滚子的外周面以及滑片122之间形成有第一工作腔10。

[0082] 在该实施例中,滑片122在滑片槽12内可内外滑动,滚子套设在曲轴偏心部上,可随曲轴的旋转而偏心转动,此外,滚子还可绕自身轴线发生自转,滑片122内端抵在滚子上。气缸腔的内周面、滚子的外周面以及滑片122之间形成为第一工作腔10,其上下端面由上轴承和下轴承密封。第一工作腔10与第一吸气孔18相连部分为第一吸气腔,与第一排气孔相连部分为第一压缩腔。随着曲轴的旋转,第一吸气腔容积不断增大,从而不断吸入冷媒,第一压缩腔容积不断减小,腔内冷媒压力不断升高,达到排气压力时将第一排气阀片顶开,从第一排气口将高压冷媒排出,第一限位器对第一排气阀片的升程进行限制,防止发生断裂等可靠性问题。

[0083] 滑片槽12内位于滑片122和阀板142之间形成为第二工作腔20,其上下端面由上轴承和下轴承密封。滑片122内端与滚子通过铰接方式连接,保证二者在任何情形下不发生脱离,随着曲轴的旋转,滑片122在滑片槽12内进行直线往复运动。当滑片122向内运动时(朝向气缸腔轴线),第二工作腔20容积增大,增大到一定程度吸气阀片144打开,吸入中间压力冷媒(压力高于第一工作腔10吸气压力);当滑片122向外运动时(远离气缸腔轴线),第二工作腔20容积减小,冷媒被压缩,压力不断升高,达到排气压力时将第二排气阀片顶开,从第二排气口将高压冷媒排出,类似地,第二限位器对第二排气阀片的升程进行限制。通过采用双工作腔结构,提升压缩机的工作效率,以提升用户对空调器的使用体验。

[0084] 本发明的再一个实施例提供了一种压缩机,包括如上述任一实施例的压缩机构。

[0085] 本发明提供的压缩机,包括上述任一实施例所述的压缩机构,因此具有压缩机构的全部有益效果,在此不再赘述。

[0086] 本发明的又一个实施例提供了一种制冷循环装置,包括:如上述任一实施例的压缩机构;或如上述实施例的压缩机。

[0087] 本发明提供的制冷循环装置,包括上述任一实施例所述的压缩机构,或上述实施例的压缩机,因此具有压缩机构和压缩机的全部有益效果,在此不再赘述。

[0088] 具体实施例中,如图10所示,制冷循环装置包括:压缩机30、四通阀40、室外换热器50、第一节流元件60、闪蒸器70、第二节流元件80和室内换热器90。四通阀40在图中状态下时制冷装置处于制冷模式,经第一工作腔10和第二工作腔20压缩的高压冷媒在压缩机30内部混合(也可以在压缩机30外部混合,不应视为对本发明制冷装置的限制),一起流向室外换热器50进行冷凝,冷凝后的液态冷媒经节流元件节流至所需的中间压力,然后在闪蒸器70中进行分离,分离后的饱和和液态冷媒再次进入节流元件节流,最终达到蒸发压力值进入室内换热器90进行蒸发。蒸发后的冷媒经过第一吸气孔18重新回到第一工作腔10进行压

缩。而闪蒸器70中分离出来的中间压力的气体,则通过第二吸气孔重新回到第二工作腔20进行压缩。

[0089] 通常制冷循环装置中冷媒节流膨胀所做的功完全浪费掉了,而本发明制冷循环装置中闪蒸器70分离出来的中间压力气体直接回到第二工作腔20压缩,相当于回收了一部分的膨胀功。此外,由于进入室内换热器90的为饱和液态冷媒,即降低了室内换热器90中冷媒的干度,从而提高了室内换热器90的换热效率。

[0090] 制冷循环装置通过四通阀40可切换为制热模式,此时经第一工作腔10和第二工作腔20压缩的高压冷媒一起流向室内换热器90进行冷凝,冷凝后的液态冷媒经节流元件节流至所需的中间压力,然后在闪蒸器70中进行分离,分离后的饱和液态冷媒再次进入节流元件节流,最终达到蒸发压力值进入室外换热器50进行蒸发。蒸发后的冷媒经过第一吸气孔18重新回到第一工作腔10进行压缩。而闪蒸器70中分离出来的中间压力的气体,则通过第二吸气孔重新回到第二工作腔20进行压缩。

[0091] 在室内外温差大的情况下,本发明空调系统在低温环境下制热能力将大幅提升,可以有效达到用户对制热量的需求。

[0092] 可以理解的是,本发明压缩机构可用于单缸压缩机,也可以用于多缸压缩机。

[0093] 本发明的又一个提供了一种空调器,包括:如上述实施例的制冷循环装置。

[0094] 本发明提供的空调器,包括上述实施例的制冷循环装置,因此具有上述制冷循环装置的全部有益效果,在此不再赘述。

[0095] 另外,在本发明的描述中,术语“中心”、“长度”、“宽度”、“厚度”、“上”、“下”、“竖直”、“水平”、“顶”、“底”、“内”、“外”、“轴向”、“径向”、“周向”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。此外,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,除非另有说明,“多个”的含义是两个或两个以上。术语“连接”、“安装”、“固定”等均应做广义理解,例如,“连接”可以是固定连接,也可以是可拆卸连接,或一体地连接;可以是直接相连,也可以通过中间媒介间接相连。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。

[0096] 在本发明的描述中,术语“一个实施例”、“一些实施例”、“具体实施例”等的描述意指结合该实施例或示例描述的具体特征、结构、材料或特点包含于本发明的至少一个实施例或示例中。在本发明中,对上述术语的示意性表述不一定指的是相同的实施例或实例。而且,描述的具体特征、结构、材料或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。

[0097] 以上所述仅为本发明的优选实施例而已,并不用于限制本发明,对于本领域的技术人员来说,本发明可以有各种更改和变化。凡在本发明的精神和原则之内,所作的任何修改、等同替换、改进等,均应包含在本发明的保护范围之内。

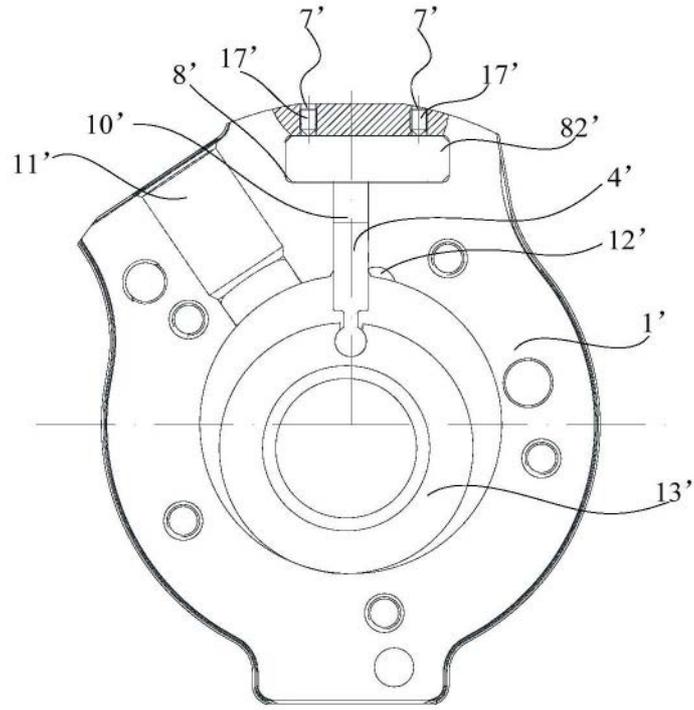


图1

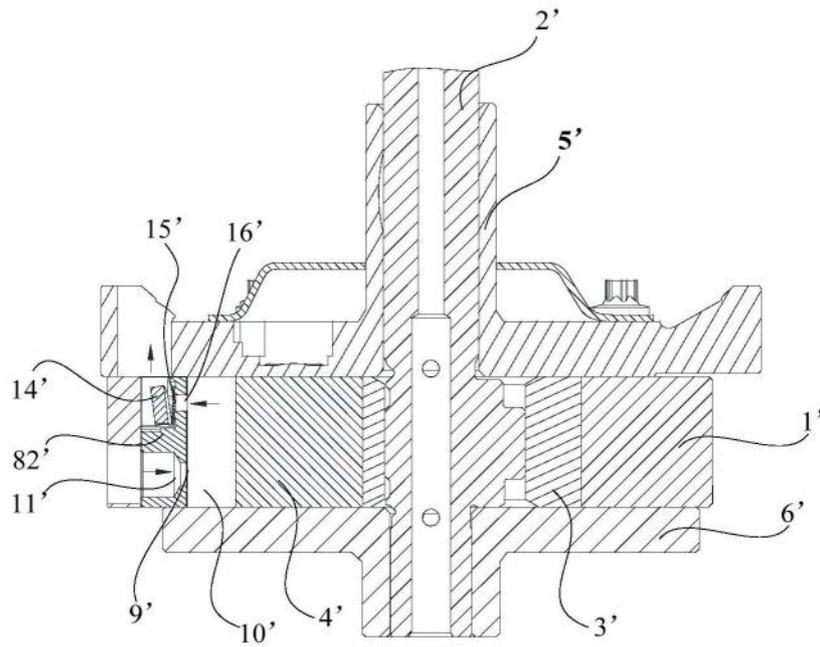


图2

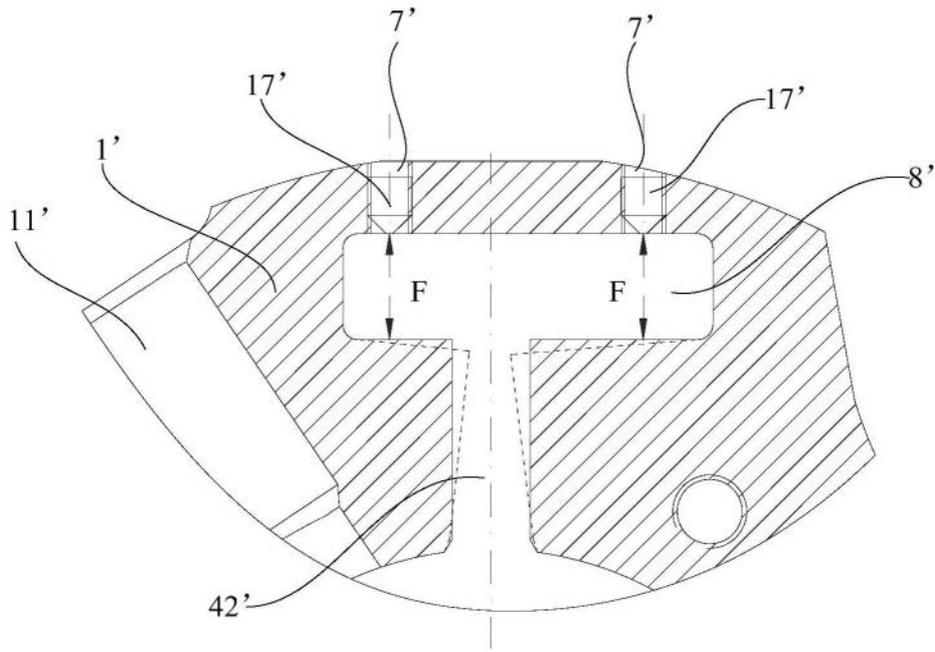


图3

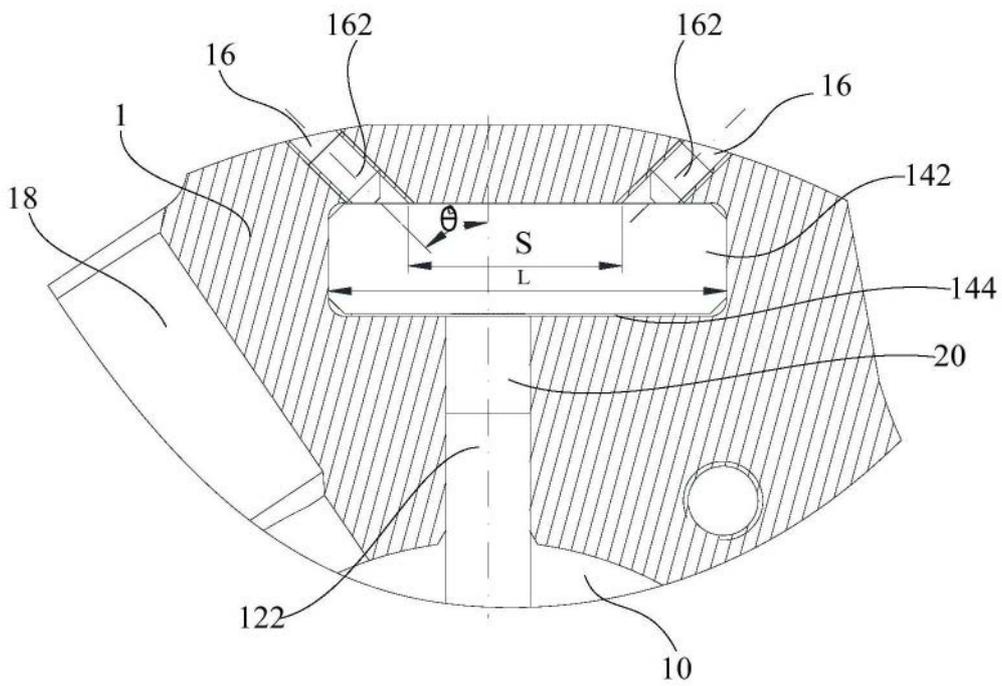


图4

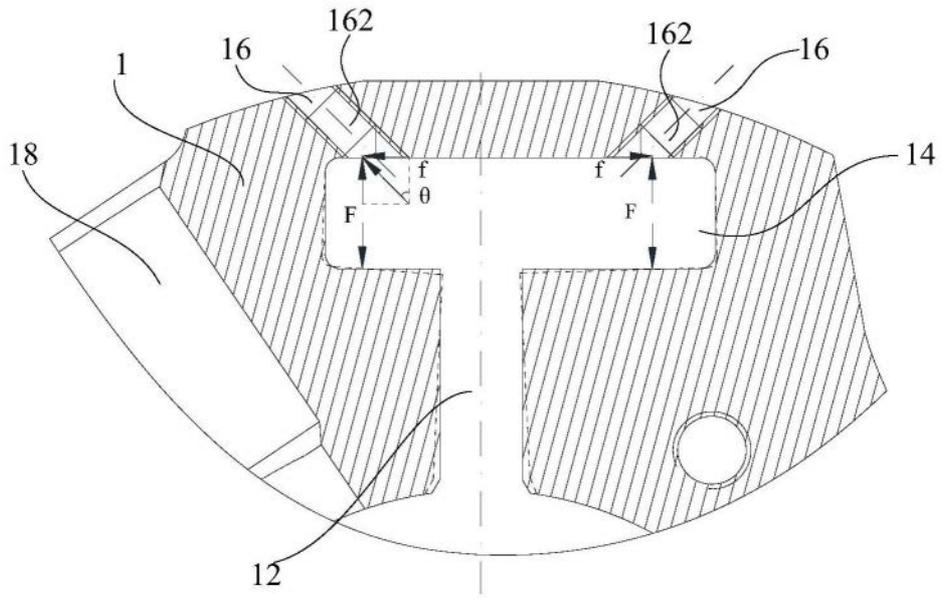


图5

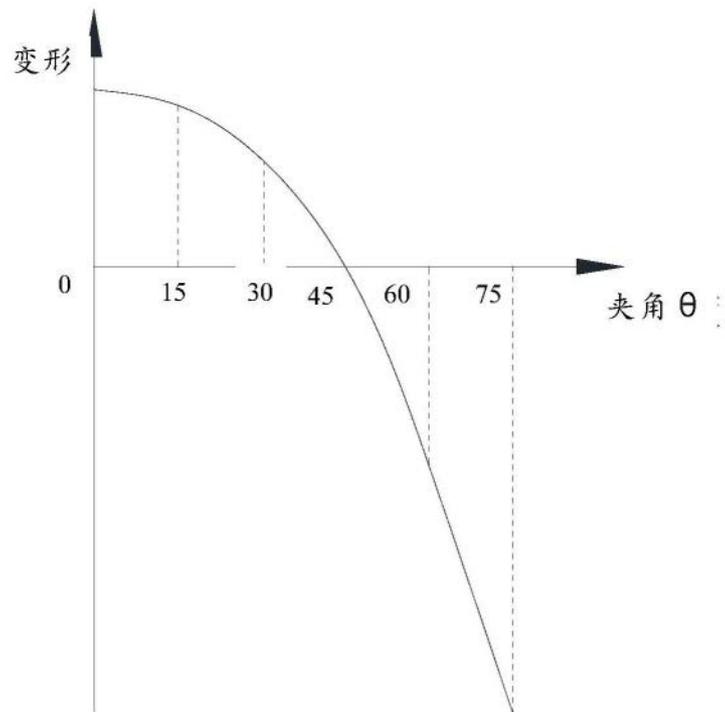


图6

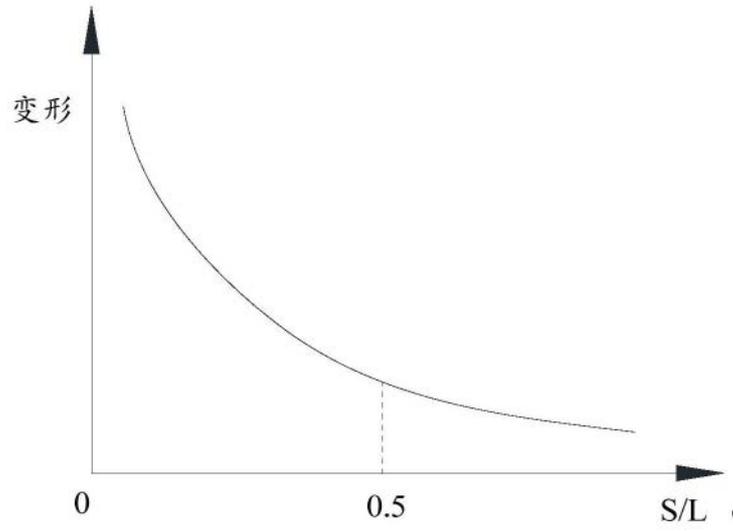


图7

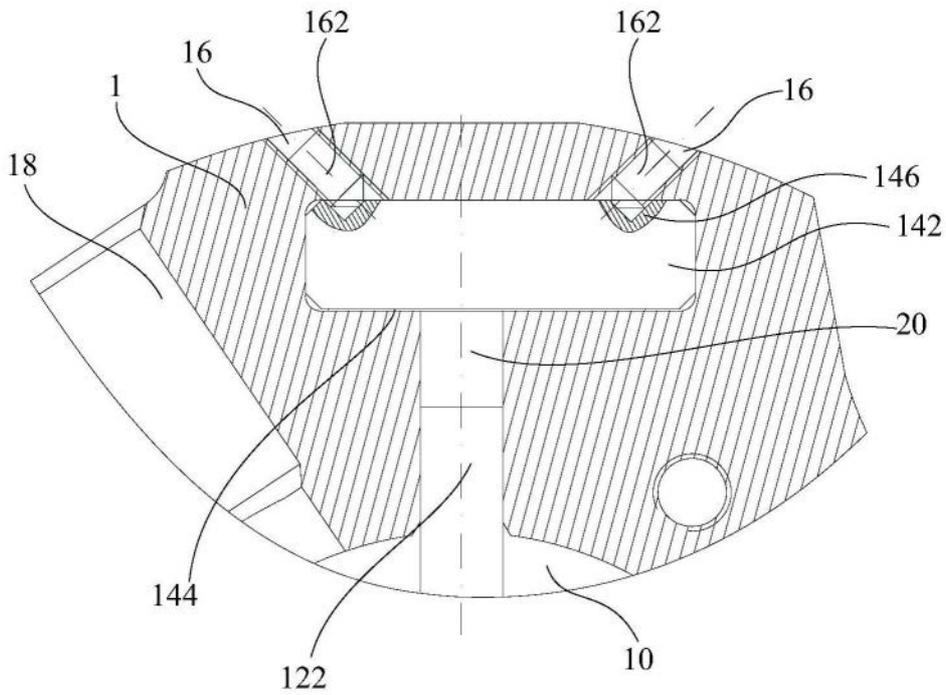


图8

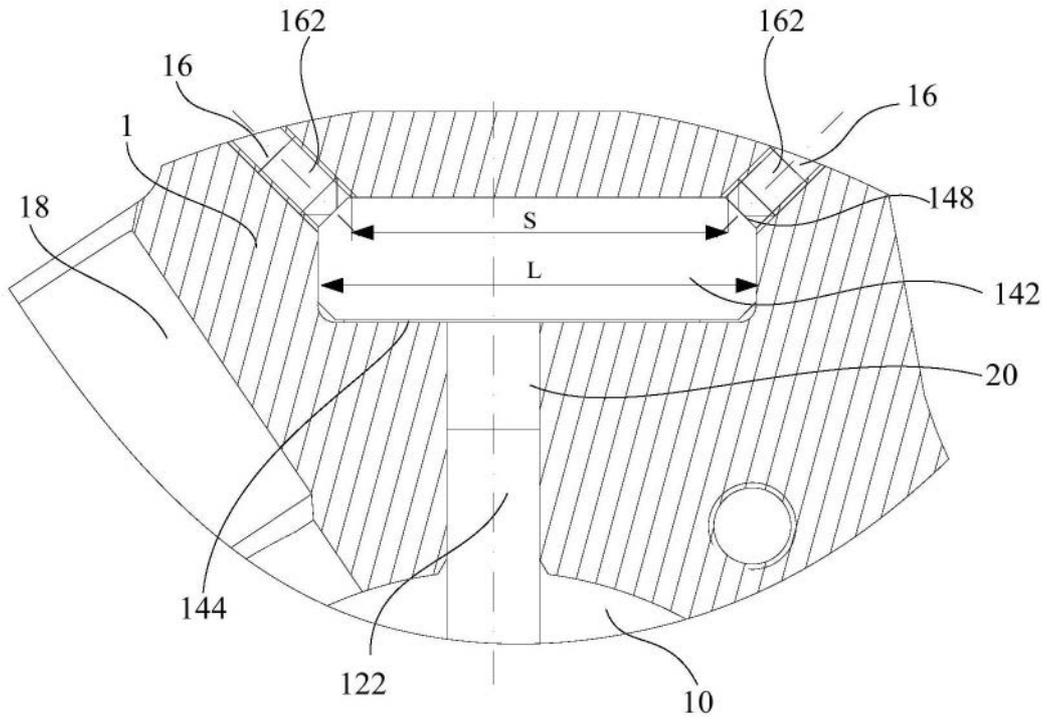


图9

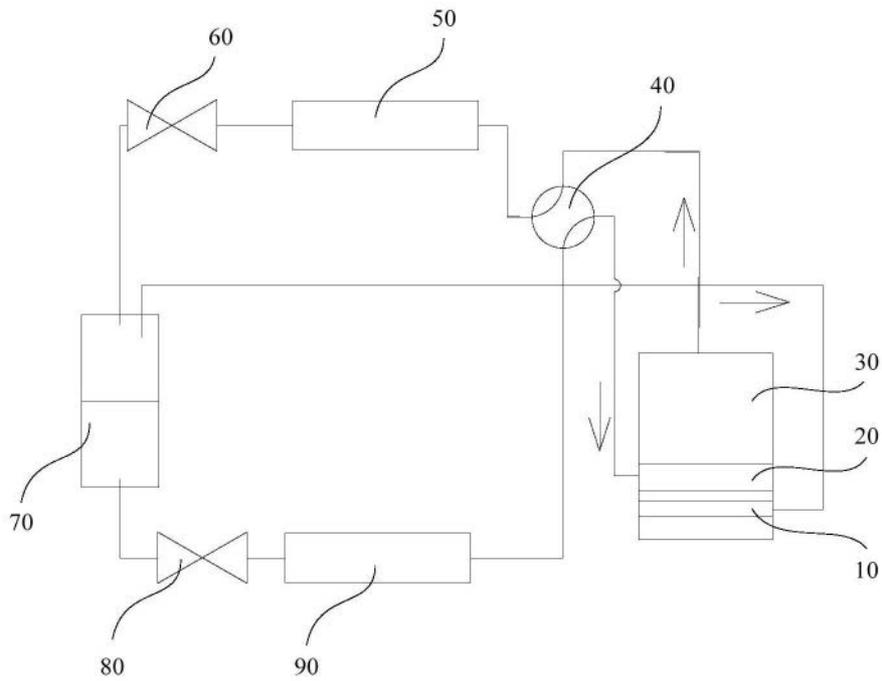


图10