



(12) 实用新型专利

(10) 授权公告号 CN 214742067 U

(45) 授权公告日 2021. 11. 16

(21) 申请号 202120210999.8

F04C 29/06 (2006.01)

(22) 申请日 2021.01.25

F04C 23/00 (2006.01)

(73) 专利权人 珠海格力节能环保制冷技术研究  
中心有限公司

(ESM) 同样的发明创造已同日申请发明专利

地址 519070 广东省珠海市前山金鸡路789  
号9栋(科技楼)

(72) 发明人 胡余生 魏会军 孙成龙 王珺  
吴健 梁社兵

(74) 专利代理机构 北京康信知识产权代理有限  
责任公司 11240

代理人 何冲

(51) Int. Cl.

F04C 18/356 (2006.01)

F04C 29/12 (2006.01)

F04C 29/00 (2006.01)

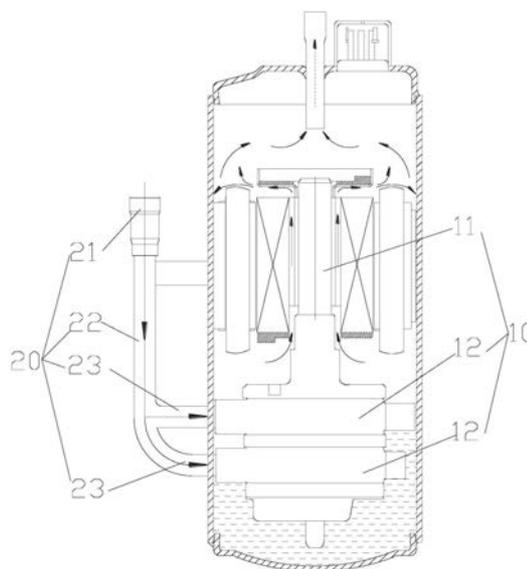
权利要求书1页 说明书5页 附图7页

(54) 实用新型名称

压缩机及空调系统

(57) 摘要

本实用新型提供了一种压缩机及空调系统，压缩机包括泵体和进气组件，泵体包括曲轴和气缸；进气组件包括过滤部和顺次连接的进气管、总管和支管，过滤部设置在进气管内，支管和气缸的入口连通。采用该方案，通过进气组件代替了传统的压缩机中的分液器，进气管、总管和支管均为管状件，与分液器相比直径大大减小。这样可以有效提升冷媒进气流路的共振点，降低低频段内噪声总值，又因上述总管的直径相对传统分液器的直径大幅减小，声辐射面积减小，从而减小辐射噪声。同时因消除了分液器部件大空间内流体湍流的压力脉动，可有效减小压缩机运行时（尤其高频运行时）的流体噪声。因此通过该方案可在不影响压缩机性能的情况下，降低压缩机的噪声。



1. 一种压缩机,其特征在于,包括:  
泵体(10),所述泵体(10)包括曲轴(11)和气缸(12);  
进气组件(20),所述进气组件(20)包括过滤部(24)和顺次连接的进气管(21)、总管(22)和支管(23),所述过滤部(24)设置在所述进气管(21)内,所述支管(23)和所述气缸(12)的入口连通。
2. 根据权利要求1所述的压缩机,其特征在于,所述泵体(10)包括一个所述气缸(12),所述泵体(10)的排量为 $V_{cc}$ ,所述总管(22)的内径为 $D_{cm}$ ;  
其中, $7cc \leq V \leq 15cc, 2.8 \leq V/D \leq 12.5$ 。
3. 根据权利要求2所述的压缩机,其特征在于, $3.5 \leq V/D \leq 9.38$ 。
4. 根据权利要求1所述的压缩机,其特征在于,所述泵体(10)包括两个所述气缸(12),所述泵体(10)的排量为 $V_{cc}$ ,所述总管(22)的内径为 $D_{cm}$ ;  
其中, $14cc \leq V \leq 40cc, 5.6 \leq V/D \leq 34$ 。
5. 根据权利要求4所述的压缩机,其特征在于, $7 \leq V/D \leq 25$ 。
6. 根据权利要求1所述的压缩机,其特征在于,所述泵体(10)包括两个所述气缸(12),所述泵体(10)的排量为 $V_{cc}$ ,所述总管(22)的内径为 $D_{cm}$ ;  
其中, $40cc < V \leq 60cc, 16 < V/D \leq 50$ 。
7. 根据权利要求6所述的压缩机,其特征在于, $20 \leq V/D \leq 37.5$ 。
8. 根据权利要求1所述的压缩机,其特征在于,所述泵体(10)包括两个所述气缸(12),所述泵体(10)的排量为 $V_{cc}$ ,所述总管(22)的内径为 $D_{cm}$ ;  
其中, $60cc < V \leq 80cc, 24 < V/D \leq 67$ 。
9. 根据权利要求8所述的压缩机,其特征在于, $30 \leq V/D \leq 50$ 。
10. 根据权利要求1所述的压缩机,其特征在于,所述总管(22)的内径为 $D$ ,所述过滤部(24)的外径为 $D_1$ ;其中, $D_1 \geq D$ 。
11. 根据权利要求1所述的压缩机,其特征在于,所述泵体(10)包括一个所述气缸(12),所述总管(22)的内径为 $D$ ,所述支管(23)的内径为 $\varphi$ ;其中, $1/2D \leq \varphi \leq D$ 。
12. 根据权利要求1所述的压缩机,其特征在于,所述泵体(10)包括两个所述气缸(12),所述支管(23)为两个,两个所述支管(23)和两个所述气缸(12)一一对应连通,所述总管(22)的内径为 $D$ ,所述支管(23)的内径为 $\varphi$ ;其中, $1/2D \leq \varphi \leq D$ 。
13. 根据权利要求1所述的压缩机,其特征在于,所述总管(22)的壁厚为1mm至3mm,所述支管(23)的壁厚为1mm至3mm。
14. 一种空调系统,其特征在于,所述空调系统包括换热器和压缩机,所述压缩机为权利要求1至13中任一项所述的压缩机,所述压缩机的进气管(21)和所述换热器连通。

## 压缩机及空调系统

### 技术领域

[0001] 本实用新型涉及压缩机技术领域,具体而言,涉及一种压缩机及空调系统。

### 背景技术

[0002] 随着制冷系统能力范围和小型化需求的不断提升,变频转子压缩机因其结构简单、成本相对较低、能效高等特点逐步得到广泛应用,针对市场需求,转子压缩机的核心竞争力则在于宽频技术的应用。伴随着小型化、高速化的要求不断提高,压缩机的噪声水平将面临严峻挑战,如分液器部件在高转速运行时因其固有频率的影响,导致压缩机在1500Hz内的噪声大幅上升,通过现有技术手段很难实现降噪效果,同时因其所占体积较大,其辐射噪声及流体的脉动噪声也将大幅恶化,严重影响用户产品体验性。

[0003] 对于宽频技术应用条件下的变频压缩机(尤其高频下),如何解决分液器带来的剧烈噪声问题,又不影响压缩机性能是本领域亟待解决的技术瓶颈之一。

### 实用新型内容

[0004] 本实用新型提供了一种压缩机及空调系统,以降低压缩机的噪声。

[0005] 为了实现上述目的,根据本实用新型的一个方面,本实用新型提供了一种压缩机,包括:泵体,所述泵体包括曲轴和气缸;进气组件,所述进气组件包括过滤部和顺次连接的进气管、总管和支管,所述过滤部设置在所述进气管内,所述支管和所述气缸的入口连通。

[0006] 进一步地,所述泵体包括一个所述气缸,所述泵体的排量为 $V_{cc}$ ,所述总管的内径为 $D_{cm}$ ;其中, $7cc \leq V \leq 15cc$ , $2.8 \leq V/D \leq 12.5$ 。

[0007] 进一步地, $3.5 \leq V/D \leq 9.38$ 。

[0008] 进一步地,所述泵体包括两个所述气缸,所述泵体的排量为 $V_{cc}$ ,所述总管的内径为 $D_{cm}$ ;其中, $14cc \leq V \leq 40cc$ , $5.6 \leq V/D \leq 34$ 。

[0009] 进一步地, $7 \leq V/D \leq 25$ 。

[0010] 进一步地,所述泵体包括两个所述气缸,所述泵体的排量为 $V_{cc}$ ,所述总管的内径为 $D_{cm}$ ;其中, $40cc < V \leq 60cc$ , $16 < V/D \leq 50$ 。

[0011] 进一步地, $20 \leq V/D \leq 37.5$ 。

[0012] 进一步地,所述泵体包括两个所述气缸,所述泵体的排量为 $V_{cc}$ ,所述总管的内径为 $D_{cm}$ ;其中, $60cc < V \leq 80cc$ , $24 < V/D \leq 67$ 。

[0013] 进一步地, $30 \leq V/D \leq 50$ 。

[0014] 进一步地,所述总管的内径为 $D$ ,所述过滤部的外径为 $D_1$ ;其中, $D_1 \geq D$ 。

[0015] 进一步地,所述泵体包括一个所述气缸,所述总管的内径为 $D$ ,所述支管的内径为 $\varphi$ ;其中, $1/2D \leq \varphi \leq D$ 。

[0016] 进一步地,所述泵体包括两个所述气缸,所述支管为两个,两个所述支管和两个所述气缸一一对应连通,所述总管的内径为 $D$ ,所述支管的内径为 $\varphi$ ;其中, $1/2D \leq \varphi \leq D$ 。

[0017] 进一步地,总管的壁厚为1mm至3mm,支管的壁厚为1mm至3mm。

[0018] 根据本实用新型的另一方面的另一方面,提供了一种空调系统,所述空调系统包括换热器和压缩机,所述压缩机为上述的压缩机,所述压缩机的进气管和所述换热器连通。

[0019] 应用本实用新型的技术方案,提供了一种压缩机,压缩机包括泵体和进气组件,泵体包括曲轴和气缸;进气组件包括过滤部和顺次连接的进气管、总管和支管,过滤部设置在进气管内,支管和气缸的入口连通。采用该方案,通过进气组件代替了传统的压缩机中的分液器,进气管、总管和支管均为管状件,与分液器相比直径大大减小。这样可以有效提升冷媒进气流路的共振点,降低低频段内噪声总值,又因上述总管的直径相对传统分液器的直径大幅减小,声辐射面积减小,从而减小辐射噪声。同时因消除了分液器部件大空间内流体湍流的压力脉动,可有效减小压缩机运行时(尤其高频运行时)的流体噪声。因此通过该方案可在不影响压缩机性能的情况下,降低压缩机的噪声。

### 附图说明

[0020] 构成本申请的一部分的说明书附图用来提供对本实用新型的进一步理解,本实用新型的示意性实施例及其说明用于解释本实用新型,并不构成对本实用新型的不当限定。在附图中:

[0021] 图1示出了本实用新型的实施例提供的压缩机的结构示意图;

[0022] 图2示出了图1中的进气组件的结构示意图;

[0023] 图3示出了本实用新型的另一实施例提供的压缩机中的进气组件的结构示意图;

[0024] 图4示出了本实用新型的另一实施例提供的压缩机中的进气组件的结构示意图;

[0025] 图5示出了本实用新型的另一实施例提供的压缩机中的进气组件的结构示意图;

[0026] 图6示出了图1中的进气管和过滤部的结构示意图;

[0027] 图7示出了图1中的泵体的另一视图;

[0028] 图8示出了图1中的压缩机与现有技术中压缩机1500Hz内噪声总值对比。

[0029] 其中,上述附图包括以下附图标记:

[0030] 10、泵体;11、曲轴;12、气缸;20、进气组件;21、进气管;22、总管;23、支管;24、过滤部。

### 具体实施方式

[0031] 下面将结合本实用新型实施例中的附图,对本实用新型实施例中的技术方案进行清楚、完整地描述。显然,所描述的实施例仅仅是本实用新型一部分实施例,而不是全部的实施例。以下对至少一个示例性实施例的描述实际上仅仅是说明性的,决不作为对本实用新型及其应用或使用的任何限制。基于本实用新型中的实施例,本领域普通技术人员在没有作出创造性劳动前提下所获得的所有其他实施例,都属于本实用新型保护的范围。

[0032] 如附图所示,本实用新型的实施例提供了一种压缩机,包括:泵体10,泵体10包括曲轴11和气缸12;进气组件20,进气组件20包括过滤部24和顺次连接的进气管21、总管22和支管23,过滤部24设置在进气管21内,支管23和气缸12的入口连通。

[0033] 采用该方案,通过进气组件20代替了传统的压缩机中的分液器,由于进气组件20的进气管21、总管22和支管23均为管状件,与原有分液器相比直径大大减小,这样可以有效提升冷媒进气流路的共振点,降低低频段内噪声总值,又因上述总管22的直径相对传统分

液器的直径大幅减小,声辐射面积减小,从而可减小辐射噪声。同时该方案消除了分液器部件大空间内流体湍流的压力脉动,可有效减小压缩机运行时(尤其高频运行时)的流体噪声。因此通过该方案可在不影响压缩机性能的情况下,降低压缩机的噪声。

[0034] 在本实施例中,泵体10包括一个气缸12,即对于单缸压缩机,泵体10的排量为 $V_{cc}$ ,总管22的内径为 $D_{cm}$ ;其中, $7cc \leq V \leq 15cc$ , $2.8 \leq V/D \leq 12.5$ 。这样可以降低压缩机的噪音及成本。

[0035] 对于上述单缸压缩机,更优地, $3.5 \leq V/D \leq 9.38$ 。这样可进一步提高压缩机的性能。

[0036] 在另一实施例中,泵体10包括两个气缸12,即对于双缸压缩机,泵体10的排量为 $V_{cc}$ ,总管22的内径为 $D_{cm}$ ;其中, $14cc \leq V \leq 40cc$ , $5.6 \leq V/D \leq 34$ 。即在泵体10的排量 $14cc \leq V \leq 40cc$ 的情况下,将排量 $V$ 与总管22的内径限定为 $5.6 \leq V/D \leq 34$ 。

[0037] 更优地,即对于双缸压缩机,将排量 $V$ 与总管22的内径限定为 $7 \leq V/D \leq 25$ 。

[0038] 在另一实施例中,泵体10包括两个气缸12,即对于双缸压缩机,泵体10包括两个气缸12,泵体10的排量为 $V_{cc}$ ,总管22的内径为 $D_{cm}$ ;其中, $40cc < V \leq 60cc$ , $16 < V/D \leq 50$ 。即在泵体10的排量 $40cc < V \leq 60cc$ 的情况下,将排量 $V$ 与总管22的内径限定为 $16 < V/D \leq 50$ 。

[0039] 更优地,对于上述双缸压缩机, $20 \leq V/D \leq 37.5$ 。这样可进一步提高压缩机的性能。

[0040] 在另一双缸压缩机中,泵体10包括两个气缸12,泵体10的排量为 $V_{cc}$ ,总管22的内径为 $D_{cm}$ ;其中, $60cc < V \leq 80cc$ , $24 < V/D \leq 67$ 。即在泵体10的排量为 $60cc < V \leq 80cc$ 的情况下,将排量 $V$ 与总管22的内径限定为 $24 < V/D \leq 67$ 。

[0041] 更优地,对于上述双缸压缩机, $30 \leq V/D \leq 50$ 。

[0042] 在本实施例中,总管22的内径为 $D$ ,过滤部24的外径为 $D_1$ ;其中, $D_1 \geq D$ 。

[0043] 对于单缸压缩机,即泵体10包括一个气缸12,总管22的内径为 $D$ ,支管23的内径为 $\varphi$ ;其中, $1/2D \leq \varphi \leq D$ 。

[0044] 具体地,总管22的壁厚为1mm至3mm,支管23的壁厚为1mm至3mm。管路本身的厚度及强度会影响其自身模态。将总管22和支管23的壁厚限定在上述尺寸范围,可进一步减小振动和噪声。

[0045] 对于双缸压缩机,即泵体10包括两个气缸12,支管23为两个,两个支管23和两个气缸12一一对应连通,总管22的内径为 $D$ ,支管23的内径为 $\varphi$ ;其中, $1/2D \leq \varphi \leq D$ 。

[0046] 可选地,对于单缸压缩机,总管22和支管23为一体成型管。或总管22和支管23由不同的管连接而成。对于双缸压缩机,总管22和下方的一个支管23为一体成型管,另一个支管23和总管22连接。或者,总管22、两个支管23为不同的管,两个支管23分别连接在总管22上。

[0047] 当然,该方案还可用于三缸等多缸压缩机。

[0048] 本实用新型的另一实施例提供了一种空调系统,空调系统包括换热器和压缩机,压缩机为上述的压缩机,压缩机的进气管21和换热器连通。采用该方案,通过进气组件20代替了传统的压缩机中的分液器,由于进气组件20的进气管21、总管22和支管23均为管状件,与原有分液器相比直径大大减小,这样可以有效提升冷媒进气流路的共振点,降低低频段内噪声总值,又因上述总管22的直径相对传统分液器的直径大幅减小,声辐射面积减小,从而可减小辐射噪声。同时该方案消除了分液器部件大空间内流体湍流的压力脉动,可有效减小压缩机运行时(尤其高频运行时)的流体噪声。这样减少了空调系统的噪音,提高了性

能。

[0049] 为了便于理解本方案,下面进一步进行说明。

[0050] 现有技术中的压缩机,基于宽频率技术变频压缩机运行时(尤其高频率运行时),会激发常规分液器本身的固有模态,在1500Hz附近会激发异常噪声峰值,对于低频范围内噪声以目前降噪手段难以解决,且因分液器表面积大,辐射面积大,从而使得压缩机流体脉动噪声及辐射噪声情况大幅恶化,严重影响用户体验性。

[0051] 本方案中,压缩机的密封壳体内由上而下设置有电机组件和泵体组件,壳体外连接有进气组件。其中,泵体组件包括:内部有一定压缩腔空间的气缸,气缸中间隔板(用于双缸或多缸),起传动作用的曲轴,可以支撑曲轴的上轴承和下轴承,以及对冷媒进行压缩工作的滚子。压缩过程中滑片头部面与滚子外圆面始终接触,从而在气缸内分隔出吸气腔、压缩腔,二者容积之和称为工作腔容积,压缩机所有气缸的工作腔容积之和称为压缩机排量V(cc)。气缸内、外壁由一吸气通路贯穿,制冷剂蒸汽从进气组件的出口流出,经吸气通路进入气缸进行压缩,压缩后的制冷剂蒸汽从气缸端面处的排气口排出进入壳体内封闭空间,经壳体上盖组件的排气管流出进入冷凝器进行散热,然后流入蒸发器进行吸热,此时的过热蒸汽进入进气组件,进而流入压缩机内完成一个制冷循环。

[0052] 具体地,进气流路组件包括:进气管、滤网组件(即过滤部)、筒体(即总管)、第一进气支管、第二进气支管(即两个支管),第一、第二进气支管分别与上、下气缸的吸气口连接,进气支管另一端与进气流路组件竖直设置的筒体相连通,筒体进气的一端设置一滤网组件用于过滤从蒸发器流出的杂质。可选地,滤网组件与筒体可分体式设计也可一体式设计,因滤网组件网孔直径很小,对于在某些特定工况下处于气液共存状态的制冷剂还可起到初步分离冷冻油的作用,使冷冻油顺着筒壁流入气缸,从而保证压缩机油量及油膜完善度。

[0053] 上述进气流路组件因替代取消传统分液器部件,可以有效提升冷媒进气流路的共振点,降低低频段内噪声总值,又因上述筒体面积相对传统分液器部件大幅减小,声辐射面积减小,从而减小辐射噪声。同时因消除了分液器部件大空间内流体湍流的压力脉动,可有效减小压缩机运行时(尤其高频)的流体噪声。

[0054] 本方案中,通过实验发现,对进气流路筒体直径进行优化设计,可以有效降低1500Hz附近的倍频峰值,从而可以降低1500Hz以内的噪声总值,提升用户体验,同时因为本实用新型进气流路组件具有沿程损失小、辐射面积小等特征,可以进一步降低压缩机的辐射噪声、流体产生的压力脉动等。另外本实用新型可以降低压缩机成本。

[0055] 对于双缸转子压缩机用进气流路组件,筒体直径为D(cm),第一进气支管直径为 $\varphi 1$  cm,第二进气支管直径为 $\varphi 2$  cm,当压缩机排量V cc一定时,且 $14\text{cc} \leq V \leq 40\text{cc}$ 时,D满足关系式: $5.6 \leq V/D \leq 34$ ,尤其 $7 \leq V/D \leq 25$ ;当 $40\text{cc} < V \leq 60\text{cc}$ 时,D满足关系式: $16 < V/D \leq 50$ ,尤其 $20 \leq V/D \leq 37.5$ ;当 $60\text{cc} < V \leq 80\text{cc}$ 时,D满足关系式: $24 < V/D \leq 67$ ,尤其 $30 \leq V/D \leq 50$ ; $\varphi 1$ 、 $\varphi 2$ 应满足关系式: $1/2D \leq \varphi 1 \leq D$ ,  $1/2D \leq \varphi 2 \leq D$ ,  $\varphi 1 = \varphi 2$ 。

[0056] 对于单缸压缩机用进气流路组件,压缩机排量V cc一定时,且 $7\text{cc} \leq V \leq 15\text{cc}$ 时,筒体直径D(cm)满足关系式: $2.8 \leq V/D \leq 12.5$ ,尤其 $3.5 \leq V/D \leq 9.38$ ;进气支管直径为 $\varphi$ , $\varphi$ 满足关系式: $1/2D \leq \varphi \leq D$ 。

[0057] 其中,滤网组件直径为D1(cm),筒体直径为D(cm),为减小压缩机吸气损失,应满足 $D1 \geq D$ ,低压冷媒在经过滤网组件后经筒体的缩口原理来增加压缩机吸气侧的压力,以减小

其吸气损失,提高压缩机效率。

[0058] 通过实验对比,测试结果见附图,采用本实用新型的转子式压缩机与现有技术进行对比,压缩机在相同测试条件及转速下1500Hz附近噪声峰值具有明显降低,尤其超高转速下降噪效果更为明显。

[0059] 通过去除分液器结构,按照本方案进行进气流路的设计可以有效改善变频压缩机在宽频工作条件下的噪声问题。根据压缩机转速为120rps时1000~2000Hz范围内的频谱,频谱显示本提案技术方案在1500Hz附近的峰值均有一定的降低,与预期结论一致。图8给出本技术方案的一种实施例的噪声情况,从实验结果来看,对于不同转速下本技术方案与现有技术相比,对于1500Hz以内的噪声均具有一定改善效果,改善用户的体验。

[0060] 以上所述仅为本实用新型的优选实施例而已,并不用于限制本实用新型,对于本领域的技术人员来说,本实用新型可以有各种更改和变化。凡在本实用新型的精神和原则之内,所作的任何修改、等同替换、改进等,均应包含在本实用新型的保护范围之内。

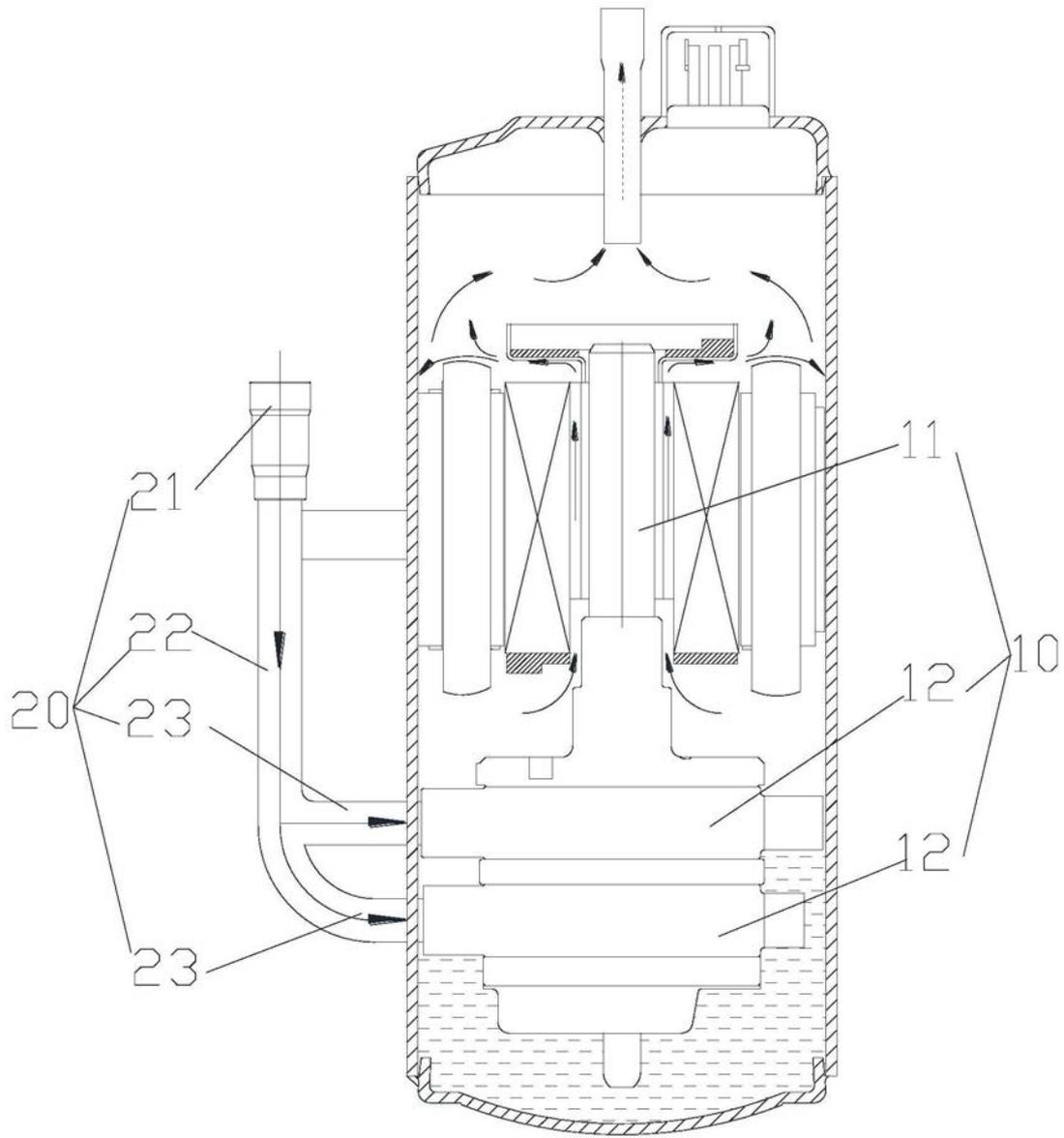


图1

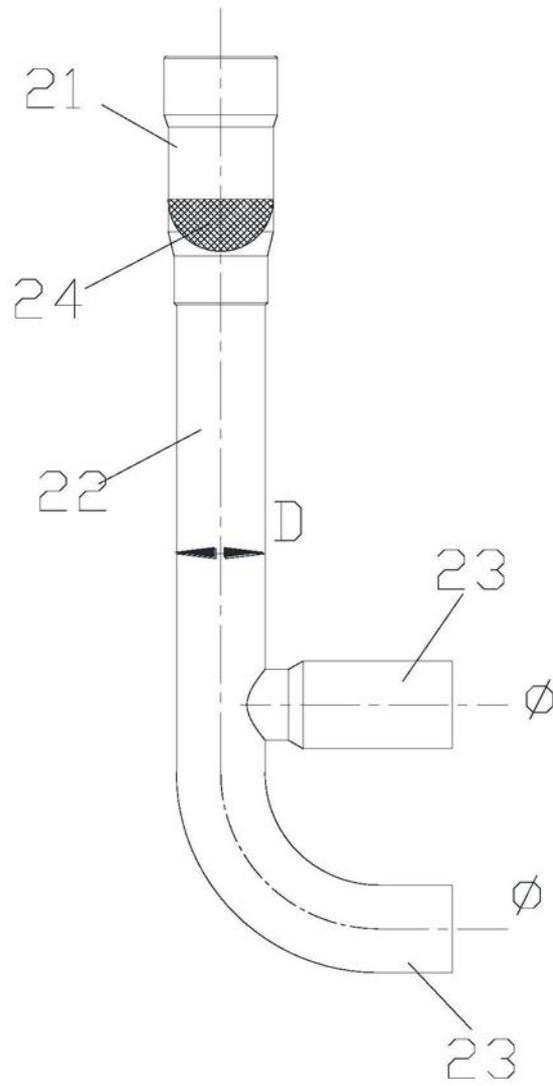


图2

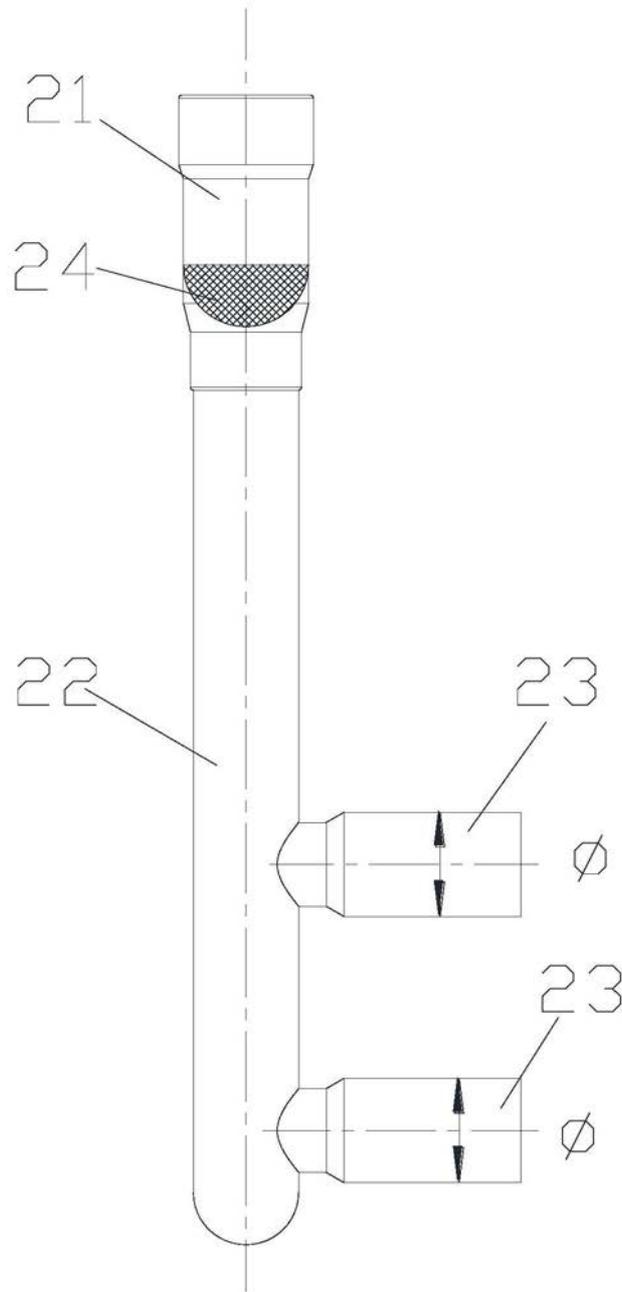


图3

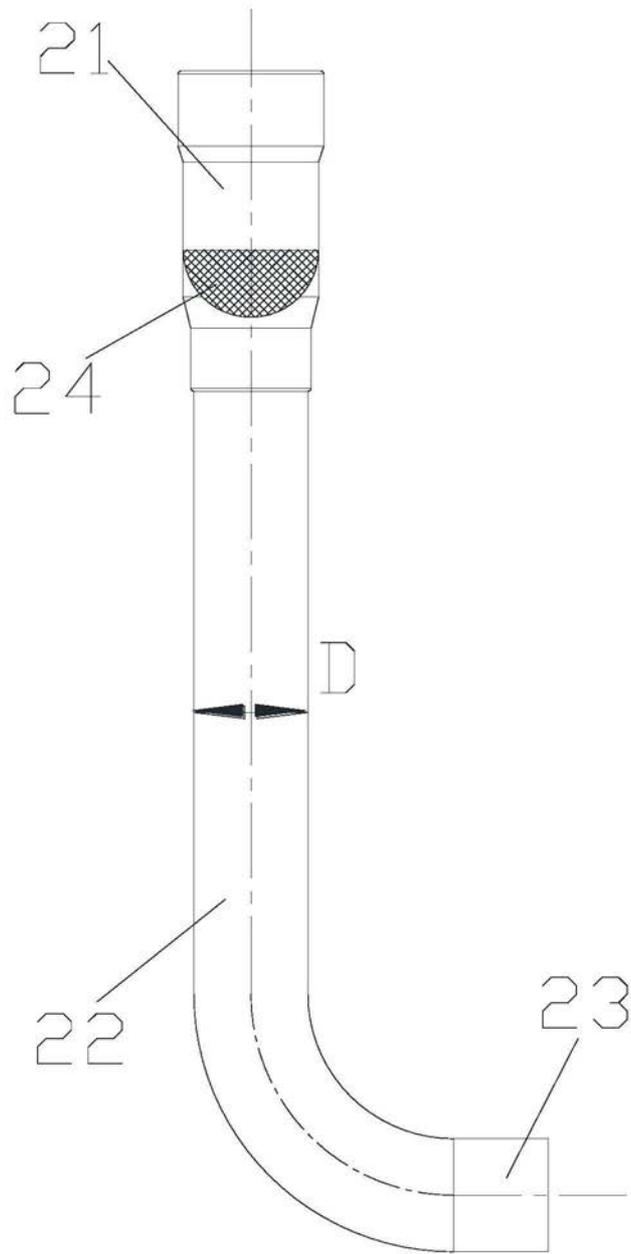


图4

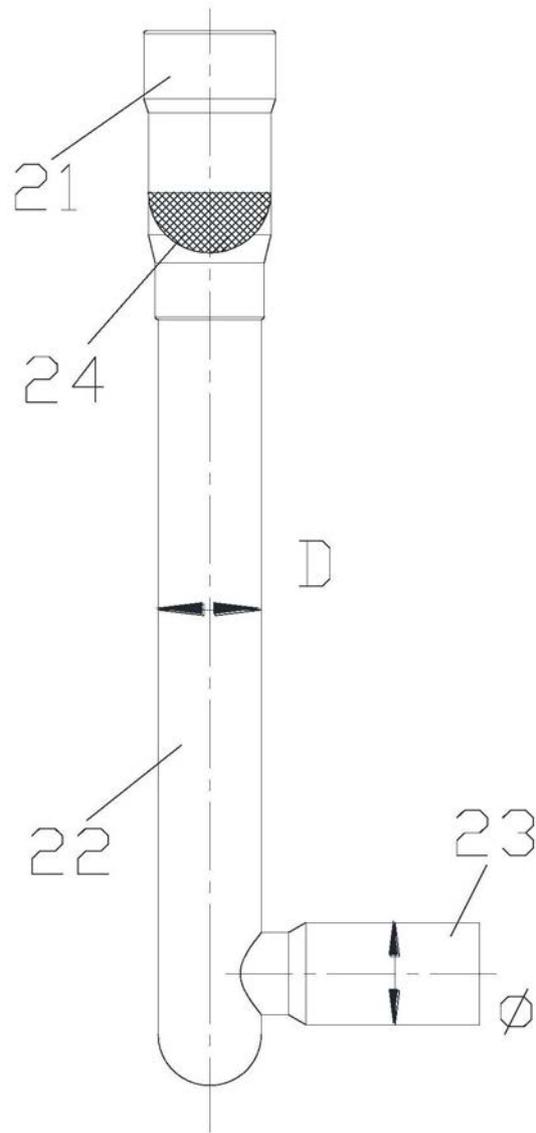


图5

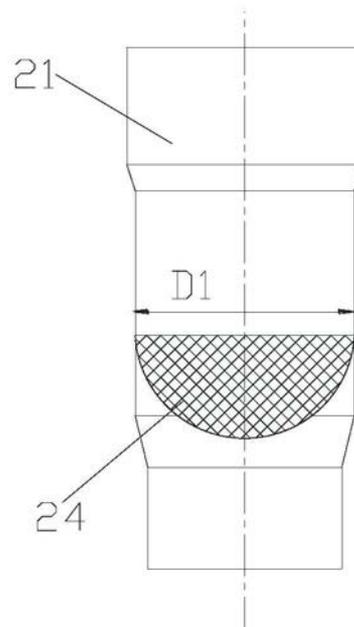


图6

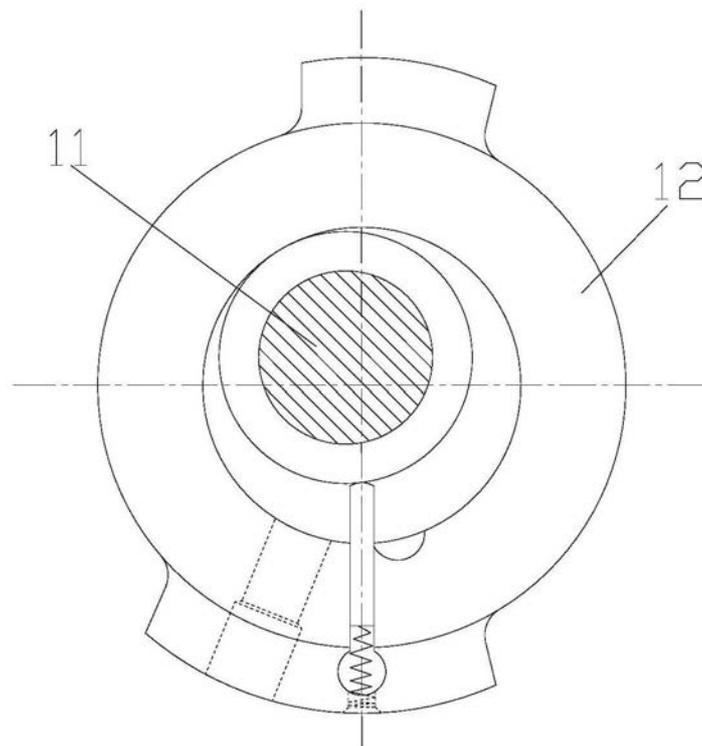


图7

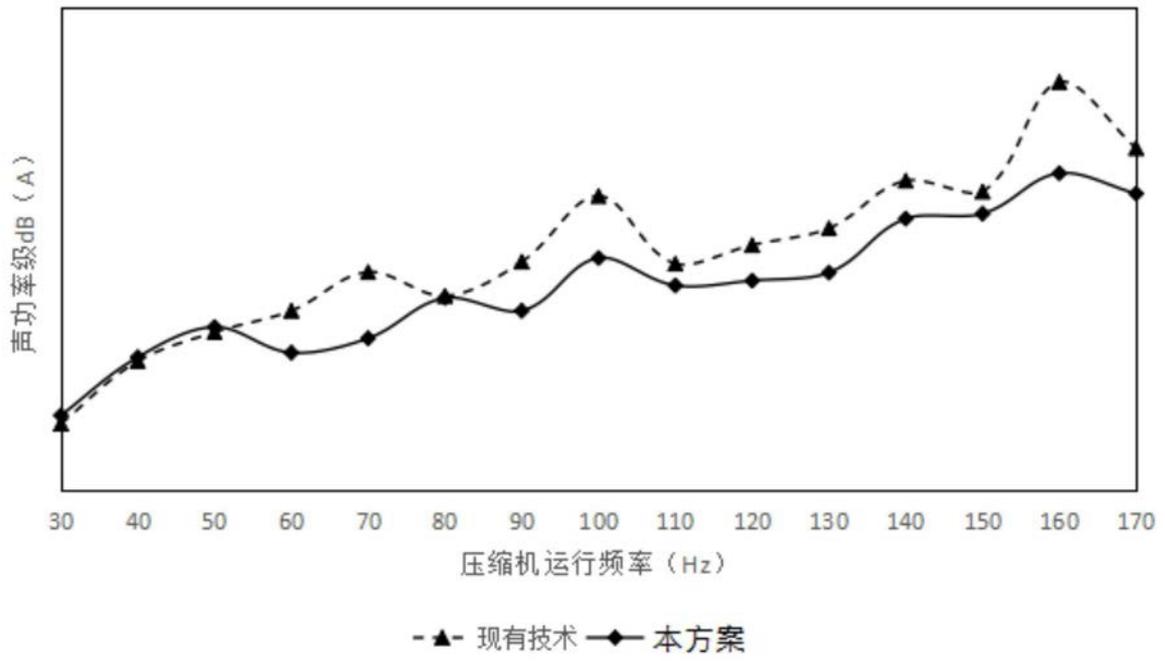


图8