



(12) 实用新型专利

(10) 授权公告号 CN 220451987 U

(45) 授权公告日 2024. 02. 06

(21) 申请号 202321873647.6

(22) 申请日 2023.07.17

(73) 专利权人 广东信稳能控技术研究有限公司

地址 526020 广东省肇庆市太和北路12号
华南智慧城B1区5幢702单元A室

(72) 发明人 曾昭达 景晓辉 梁志文 谭磊
刘明 韩丙福 韩亚东 代振兴

(51) Int. Cl.

F01D 5/04 (2006.01)

F01D 9/02 (2006.01)

F01D 15/08 (2006.01)

F01D 25/18 (2006.01)

F01D 25/16 (2006.01)

F01D 11/00 (2006.01)

F04D 25/04 (2006.01)

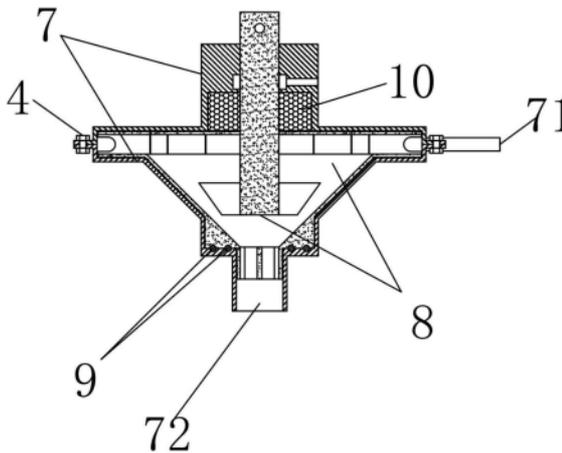
权利要求书1页 说明书11页 附图15页

(54) 实用新型名称

一种绿环空调高压涡轮机构的气体动力锥壶轮机

(57) 摘要

本实用新型公开了一种绿环空调高压涡轮机构的气体动力锥壶轮机,包括相互转动连接的第二锥型涡壳和高压气动锥壶涡轮;所述第二锥型涡壳内设有容纳锥壶涡轮空腔,第二锥型涡壳上设有与容纳锥壶涡轮空腔切线连通的卸压加速管;所述高压气动锥壶涡轮包括涡轮动力输出轴,涡轮动力输出轴上沿轴向依次设有涡轮冲击叶轮、第二涡轮锥壶体和排风口且三者中部沿气流方向依次连通;第二涡轮锥壶体内还设有第一减旋肋片;排风口朝向与涡轮动力输出轴同轴线布置;涡轮冲击叶轮和第二涡轮锥壶体均位于容纳锥壶涡轮空腔内。本实用新型提供的绿环空调高压涡轮机构的气体动力锥壶轮机,既能适配“绿环空调”使用,同时减少能量损耗,大幅提高能量转化率。



1. 一种绿环空调高压涡轮机构的气体动力锥壶轮机,其特征在于,包括相互转动连接的第二锥型涡壳(7)和高压气动锥壶涡轮(8);所述第二锥型涡壳(7)内设有容纳锥壶涡轮空腔(74),第二锥型涡壳(7)上设有与容纳锥壶涡轮空腔(74)切线连通的卸压加速管(71);所述高压气动锥壶涡轮(8)包括涡轮动力输出轴(81),涡轮动力输出轴(81)上沿轴向依次设有涡轮冲击叶轮(82)、第二涡轮锥壶体(85)和排风口(86)且三者中部沿气流方向依次连通;第二涡轮锥壶体(85)内还设有第一减旋肋片(87);排风口(86)朝向与涡轮动力输出轴(81)同轴线布置;涡轮冲击叶轮(82)和第二涡轮锥壶体(85)均位于容纳锥壶涡轮空腔(74)内。

2. 根据权利要求1所述的一种绿环空调高压涡轮机构的气体动力锥壶轮机,其特征在于,所述涡轮冲击叶轮(82)的两侧分别设有第三涡轮盖板(83)和第四涡轮盖板(84),第四涡轮盖板(84)位于涡轮冲击叶轮(82)和第二涡轮锥壶体(85)之间。

3. 根据权利要求1所述的一种绿环空调高压涡轮机构的气体动力锥壶轮机,其特征在于,所述卸压加速管(71)包括位于其输出端的高压气体喷嘴(711),高压气体喷嘴(711)内的气体通道横截面积沿气流方向逐渐缩小,高压气体喷嘴(711)位于容纳锥壶涡轮空腔(74)内;所述涡轮冲击叶轮(82)的外边缘设有与高压气体喷嘴(711)相适配的让位缺口。

4. 根据权利要求1所述的一种绿环空调高压涡轮机构的气体动力锥壶轮机,其特征在于,所述第二锥型涡壳(7)的容纳锥壶涡轮空腔(74)一端设有降压气体出口(72),所述高压气动锥壶涡轮(8)的排风口(86)位于降压气体出口(72)的内侧;排风口(86)内侧连接有第二减旋肋片(89)。

5. 根据权利要求2所述的一种绿环空调高压涡轮机构的气体动力锥壶轮机,其特征在于,所述第二锥型涡壳(7)上设有第二轴承座(73),第二轴承座(73)上设有与容纳锥壶涡轮空腔(74)连通的第二轴承腔(732),第二轴承腔(732)内设有与第三涡轮盖板(83)相接触的第二轴承(10);第二轴承座(73)上设有与第二轴承腔(732)连通的第二轴孔(731),所述涡轮动力输出轴(81)穿过第二轴承(10)和第二轴孔(731);第二轴孔(731)中部侧壁上设有第二润滑腔(733),第二润滑腔(733)与第二轴承座(73)外壁之间通过第二注油孔(734)连通。

6. 根据权利要求5所述的一种绿环空调高压涡轮机构的气体动力锥壶轮机,其特征在于,所述第二锥型涡壳(7)包括与第二涡轮锥壶体(85)转动配合的第二锥壶壳体(77);第二锥壶壳体(77)的内端面与第二涡轮锥壶体(85)的外端面之间设有第二密封环(9);密封环(9)为聚四氟乙烯环。

一种绿环空调高压涡轮机构的气体动力锥壶轮机

技术领域

[0001] 本实用新型涉及高压涡轮领域,尤其涉及一种绿环空调高压涡轮机构的气体动力锥壶轮机。主要用于“绿环空调”等需要将高压空气能量转化成其它能量的应用场景。

背景技术

[0002] 专利申请号为2021113567369、2021113580630、2021113567373等公开的“绿环空调”项目已在清华大学通过仿真数理研究(可提供研发报告)。

[0003] 在给“绿环空调”项目配备其高压涡轮机构并进行数理研究后发现:

[0004] 1) 找不到与“绿环空调”结构适配的高压涡轮机构,如一定要使用现有的高压涡轮机构,则需要对“绿环空调”结构进行大改动,有背初衷、得不偿失;

[0005] 2) 由于第1点原因,在原来的“绿环空调”设计方案里,采用现有的通用技术,针对“绿环空调”的特点设计了专用的高压涡轮机构。但在能量转化效率上依然停留在现有的水平上:

[0006] 在高压涡轮机构的前端“高压涡轮机”的气体能量转化为机械能的效率一般在75%左右,主要能量损失为涡轮与壳罩之间气体泄漏、撞击约-15%,尾部涡流约-5%,其它损失约-5%。在高压涡轮机构的后端“从动涡轮机”的气体能量转化为机械能的效率一般也在75%左右。因此高压涡轮机构综合能量转化率为 $0.75 \times 0.75 = 56\%$ 左右。

[0007] 由以上研究发现可知,如果作出对“绿环空调”结构进行改动的牺牲,配备市场上已有的高压涡轮机构是不情之选,但在市场上无法找到,效率也不尽人意。经综合考量,亟需开发一款适合“绿环空调”使用的先进高压涡轮机构。而高压涡轮机构包括位于前端的气体动力轮机和位于后端的从动轮机,两者的能量转化率均需要提高。

实用新型内容

[0008] 本实用新型的目的是提供一种绿环空调高压涡轮机构的气体动力锥壶轮机,既能适配“绿环空调”使用,同时减少能量损耗,大幅提高能量转化率。

[0009] 为实现上述目的,本实用新型提供一种绿环空调高压涡轮机构的气体动力锥壶轮机,包括相互转动连接的第二锥型涡壳和高压气动锥壶涡轮;所述第二锥型涡壳内设有容纳锥壶涡轮空腔,第二锥型涡壳上设有与容纳锥壶涡轮空腔切线连通的卸压加速管;所述高压气动锥壶涡轮包括涡轮动力输出轴,涡轮动力输出轴上沿轴向依次设有涡轮冲击叶轮、第二涡轮锥壶体和排风口且三者中部沿气流方向依次连通;第二涡轮锥壶体内还设有第一减旋肋片;排风口朝向与涡轮动力输出轴同轴线布置;涡轮冲击叶轮和第二涡轮锥壶体均位于容纳锥壶涡轮空腔内。

[0010] 作为本实用新型的进一步改进,所述涡轮冲击叶轮的两侧分别设有第三涡轮盖板和第四涡轮盖板,第四涡轮盖板位于涡轮冲击叶轮和第二涡轮锥壶体之间。

[0011] 作为本实用新型的更进一步改进,所述卸压加速管包括位于其输出端的高压气体喷嘴,高压气体喷嘴内的气体通道横截面积沿气流方向逐渐缩小,高压气体喷嘴位于容纳

锥壶涡轮空腔内;所述涡轮冲击叶轮的外边缘设有与高压气体喷嘴相适配的让位缺口。

[0012] 作为本实用新型的更进一步改进,所述第二锥型涡壳的容纳锥壶涡轮空腔一端设有降压气体出口,所述高压气动锥壶涡轮的排风口位于降压气体出口的内侧;排风口内侧连接有第二减旋肋片。

[0013] 作为本实用新型的更进一步改进,所述第二锥型涡壳上设有第二轴承座,第二轴承座上设有与容纳锥壶涡轮空腔连通的第二轴承腔,第二轴承腔内设有与第三涡轮盖板相接触的第二轴承;第二轴承座上设有与第二轴承腔连通的第二轴孔,所述涡轮动力输出轴穿过第二轴承和第二轴孔;第二轴孔中部侧壁上设有第二润滑腔,第二润滑腔与第二轴承座外壁之间通过第二注油孔连通。

[0014] 作为本实用新型的更进一步改进,所述第二锥型涡壳包括与第二涡轮锥壶体转动配合的第二锥壶壳体;第二锥壶壳体的内端面与第二涡轮锥壶体的外端面之间设有第二密封环;密封环为聚四氟乙烯环。

[0015] 有益效果

[0016] 与现有技术相比,本实用新型的绿环空调高压涡轮机构的气体动力锥壶轮机的优点为:

[0017] 1、对于绿环空调高压涡轮机构的气体动力锥壶轮机,高压气体经电控阀进入卸压加速管后以V1的速度经过高压气体喷口,被压缩加速至V2并射入冲击涡轮冲击叶轮,驱动高压气动锥壶涡轮转动。动力气体在涡轮锥壶体的内腔形成涡流,被第一减旋肋片减速,然后再次被第二减旋肋片减速并从高压气动锥壶涡轮的排风口排出。由于排风口直径很小,其带动的气流蜗旋能量极小,因此尾端不必设置反喷结构。

[0018] 2、由于第二锥型涡壳是固定的,而高压气动锥壶涡轮是快速旋转的。因此在防止气体从第二锥型涡壳与高压气动锥壶涡轮之间的微缝泄露和降低它们之间摩擦损耗是个难题。为此专门在第二锥型涡壳与高压气动锥壶涡轮之间设置了两道聚四氟乙烯(PTFE)环,并注入润滑油,能起到很好的防泄露和降低摩擦损耗的效果。两道聚四氟乙烯(PTFE)环可以大幅增加空气的流动阻力,同时润滑油的存在使空气泄露变得极为微小。聚四氟乙烯环具有极佳的自润滑功能,且在耐温、耐磨、强度等方面性能优良,加上润滑油的存在,使得第二锥型涡壳与高压气动锥壶涡轮之间的摩擦损耗也极为微小。

[0019] 3、绿环空调高压涡轮机构的气体动力锥壶轮机由于高压气体能量均进入高压气动锥壶涡轮内,其能量去向主要为:高压气动锥壶涡轮的转动机械能和排出气体动能,而经过第一减旋肋片及第二减旋肋片后排出气体能量极低,则能量基本转化为高压气动锥壶涡轮的转动机械能,减少了能量损耗,因此,气体动力锥壶轮机的能量转化率可以做到90%左右。

[0020] 通过以下的描述并结合附图,本实用新型将变得更加清晰,这些附图用于解释本实用新型的实施例。

附图说明

[0021] 为了更清楚地说明本实用新型实施例或现有技术中的技术方案,下面将对实施例或现有技术描述中所需要使用的附图作简单地介绍,显而易见地,下面描述中的附图仅仅是本实用新型的一些实施例,对于本领域普通技术人员来讲,在不付出创造性劳动的前提

下,还可以根据这些附图获得其他的附图。

- [0022] 图1为绿环空调高压涡轮机构的结构图;
- [0023] 图2为从动锥壶轮机的俯视图;
- [0024] 图3为从动锥壶轮机的主视图;
- [0025] 图4为图2的A-A剖视图;
- [0026] 图5为图3的B-B剖视图;
- [0027] 图6为第一锥型涡壳的主视剖视图;
- [0028] 图7为第一锥型涡壳的俯视剖视图;
- [0029] 图8为气动锥壶涡轮的主视图;
- [0030] 图9为气动锥壶涡轮的主视剖视图;
- [0031] 图10为图8的C-C剖视图;
- [0032] 图11为图8的D-D剖视图;
- [0033] 图12为从动锥壶轮机的气体流动示意图;
- [0034] 图13为气体动力锥壶轮机的俯视图;
- [0035] 图14为气体动力锥壶轮机的主视图;
- [0036] 图15为图13的E-E剖视图;
- [0037] 图16为图14的F-F剖视图;
- [0038] 图17为第二锥型涡壳的主视剖视图;
- [0039] 图18为第二锥型涡壳的俯视剖视图;
- [0040] 图19为高压气动锥壶涡轮的主视图;
- [0041] 图20为高压气动锥壶涡轮的主视剖视图;
- [0042] 图21为图19的G-G剖视图;
- [0043] 图22为图19的H-H剖视图;
- [0044] 图23气体动力锥壶轮机的气体流动示意图。

具体实施方式

[0045] 现在参考附图描述本实用新型的实施例。

[0046] 实施例

[0047] 本实用新型的具体实施方式如图2至图12所示,一种从动锥壶轮机,包括相互转动连接的第一锥型涡壳1和气动锥壶涡轮2。第一锥型涡壳1内设有气动锥壶涡轮腔13,第一锥型涡壳1上设有与气动锥壶涡轮腔13切线连接的压力气体出口14。气动锥壶涡轮2包括涡轮动力输入轴21,涡轮动力输入轴21上沿其轴向依次设有涡流吸气旋叶28、第一涡轮锥壶体24和涡轮离心叶轮22且三者中部沿气流方向依次连通。第一涡轮锥壶体24内还设有连体叶轮26。涡轮离心叶轮22位于气动锥壶涡轮腔13内。涡流吸气旋叶28为多块且绕涡轮动力输入轴21布置,相邻涡流吸气旋叶28周向外缘之间构成吸风口281。吸风口281位于由多块涡流吸气旋叶28构成的叶轮外圆周面上。

[0048] 气动锥壶涡轮腔13内位于涡轮离心叶轮22外侧设有涡道喷口16,涡道喷口16与气动锥壶涡轮腔13内的环形风道连通,环形风道连通与压力气体出口14之间通过压气涡道15连通。压力气体出口14处连接有单向锥阀141。

[0049] 涡流吸气旋叶28上远离第一涡轮锥壶体24的一侧连接有第一涡轮盖板27。涡轮离心叶轮22上远离第一涡轮锥壶体24的一侧连接有第二涡轮盖板23。第一涡轮盖板27可确保气流只从涡流吸气旋叶28外侧吸入。

[0050] 第一锥型涡壳1上设有第一轴承座111,第一轴承座111上设有与气动锥壶涡轮腔13连通的第一轴承腔1114,第一轴承腔1114内设有与第二涡轮盖板23相接触的第一轴承5。第一轴承座111上设有与第一轴承腔1114连通的第一轴孔1111,涡轮动力输入轴21穿过第一轴承5和第一轴孔1111。第一轴孔1111中部侧壁上设有第一润滑腔1112,第一润滑腔1112与第一轴承座111外壁之间通过第一注油孔1113连通,通过注入润滑油达到润滑的效果。

[0051] 第一锥型涡壳1包括与第一涡轮锥壶体24转动配合的第一锥壶壳体121。第一锥壶壳体121的内端面与第一涡轮锥壶体24的外端面之间设有第一密封环6。第一密封环6为聚四氟乙烯环。本实施例中,第一涡轮锥壶体24的外端面与涡轮动力输入轴21轴线相垂直,第一涡轮锥壶体24的外端面上设有两条同心布置且直径不同的第一半圆环形槽241。第一锥壶壳体121内端面与涡轮动力输入轴21轴线相垂直且与第一涡轮锥壶体24的外端面正对布置,第一锥壶壳体121的内端面上设有两条同心布置且直径不同的第二半圆环形槽122,每两个相对应的第一半圆环形槽241与第二半圆环形槽122之间均设有聚四氟乙烯环,即聚四氟乙烯环为两个。

[0052] 第一锥型涡壳1包括相互扣合的第一涡壳11和第二涡壳12,两者扣合面外边缘的凸缘板之间通过螺栓4连接。气动锥壶涡轮腔13位于第一涡壳11和第二涡壳12内壁之间。第一轴承座111设置在第一涡壳11的涡壳罩上,第一锥壶壳体121设置在第二涡壳12上,且第二涡壳12一端设有气动锥壶涡轮穿孔17。第一涡轮锥壶体24包括沿气流方向依次连接的锥筒段和直筒段,第一涡轮锥壶体24的锥筒段与第一锥壶壳体121的内锥面配合,第一涡轮锥壶体24的直筒段从气动锥壶涡轮穿孔17穿出。

[0053] 第一涡轮锥壶体24的横截面尺寸自涡流吸气旋叶28向涡轮离心叶轮22方向逐渐增大。

[0054] 涡流吸气旋叶28、连体叶轮26和涡轮离心叶轮22三者的叶片旋向相同。连体叶轮26的多个叶片沿轴向呈螺旋状排列。

[0055] 如图1所示为一种绿环空调高压涡轮机构,包括气体动力锥壶轮机和从动锥壶轮机,其中气体动力锥壶轮机的结构如图13-23所示。气体动力锥壶轮机包括相互转动连接的第二锥型涡壳7和高压气动锥壶涡轮8。第二锥型涡壳7内设有容纳锥壶涡轮空腔74,第二锥型涡壳7上设有与容纳锥壶涡轮空腔74切线连通的卸压加速管71。高压气动锥壶涡轮8包括涡轮动力输出轴81,涡轮动力输出轴81上沿轴向依次设有涡轮冲击叶轮82、第二涡轮锥壶体85和排风口86且三者中部沿气流方向依次连通。第二涡轮锥壶体85内还设有第一减旋肋片87。第二涡轮锥壶体85的内腔横截面自涡轮冲击叶轮82朝排风口86方向逐渐缩小。本实施例中,第一减旋肋片87为4片且绕涡轮动力输出轴81均布,各第一减旋肋片87垂直连接在涡轮动力输出轴81的侧壁上。排风口86的朝向与涡轮动力输出轴81同轴线布置。涡轮冲击叶轮82和第二涡轮锥壶体85均位于容纳锥壶涡轮空腔74内。气体动力锥壶轮机的涡轮动力输出轴81与从动锥壶轮机的涡轮动力输入轴21之间通过轴凸起和卡槽卡接,且轴凸起和卡槽之间通过螺栓连接。

[0056] 涡轮冲击叶轮82的轴向两侧分别设有第三涡轮盖板83和第四涡轮盖板84,第四涡

轮盖板84位于涡轮冲击叶轮82和第二涡轮锥壶体85之间。第二锥型涡壳7上设有第二轴承座73,第二轴承座73上设有与容纳锥壶涡轮空腔74连通的第二轴承腔732,第二轴承腔732内设有与第三涡轮盖板83相接触的第二轴承10。第二轴承座73上设有与第二轴承腔732连通的第二轴孔731,涡轮动力输出轴81穿过第二轴承10和第二轴孔731。第二轴孔731中部侧壁上设有第二润滑腔733,第二润滑腔733与第二轴承座73外壁之间通过第二注油孔734连通。通过向第二注油孔734注入润滑油,即可达到润滑的效果。其中第二轴承座73与第三涡轮盖板83的外侧面接触。

[0057] 第二锥型涡壳7包括与第二涡轮锥壶体85转动配合的第二锥壶壳体77。第二锥壶壳体77的内端面与第二涡轮锥壶体85的外端面之间设有第二密封环9。密封环9为聚四氟乙烯环。本实施例中,第二锥壶壳体77的内端面上设有同心布置且直径不同的两条第三半圆环槽76,第二涡轮锥壶体85的外端面上设有同心布置且直径不同的两条第四半圆环槽88,每两个相对应的第三半圆环槽76与第四半圆环槽88之间均设有第二密封环9,即聚四氟乙烯环的第二密封环9为两个。

[0058] 第二锥型涡壳7的容纳锥壶涡轮空腔74一端设有降压气体出口72,高压气动锥壶涡轮8的排风口86位于降压气体出口72的内侧。排风口86内侧连接有四块第二减旋肋片89,每块第二减旋肋片89均垂直于排风口86内壁,第二减旋肋片89的平面与涡轮动力输出轴81相平行。卸压加速管71包括位于其输出端的高压气体喷嘴711,高压气体喷嘴711内的气体通道横截面积沿气流方向逐渐缩小,高压气体喷嘴711位于容纳锥壶涡轮空腔74内。涡轮冲击叶轮82的外边缘设有与高压气体喷嘴711相适配的让位缺口。第二锥型涡壳7还设有位于容纳锥壶涡轮空腔74内壁的喷嘴孔75,高压气体喷嘴711从喷嘴孔75穿入容纳锥壶涡轮空腔74内。第二锥型涡壳7包括相互扣合的第三涡壳和第四涡壳,第三涡壳和第四涡壳两者边缘处通过螺栓4连接。

[0059] 气体动力锥壶轮机工作时,高压气体经电控阀进入卸压加速管71后以V1的速度经过高压气体喷口711,被压缩加速至V2并射入冲击涡轮冲击叶轮82,驱动高压气动锥壶涡轮8转动。动力气体在第二涡轮锥壶体85的内腔形成涡流,被第一减旋肋片87减速,然后再次被第二减旋肋片89减速并从高压气动锥壶涡轮的排风口86排出。由于排风口86直径很小,其带动的气流蜗旋能量极小,因此尾端不必设置反喷结构。则高压气体的动能绝大部分转化为高压气动锥壶涡轮8的机械能并通过涡轮动力输出轴81传递给从动锥壶轮机的气动锥壶涡轮2涡轮动力输入轴21,气动锥壶涡轮2随之相对第一锥型涡壳1旋转。

[0060] 从动锥壶轮机工作时,低速气体以V4的速度被涡轮吸气旋叶28吸入,经连体叶轮26被加压加速至V5,然后进入锥壶空腔25形成涡流,接着被涡轮离心叶轮22甩入涡道喷口16形成速度V6的压力气流,流经压气涡道15和单向锥阀141以速度V7的压力气流鼓入温压箱。整个过程空气相当经过涡轮吸气旋叶28、连体叶轮26、涡轮离心叶轮22三级加压。因此,从动锥壶轮机的能量转化率可以做到90%左右。

[0061] 一、“绿环空调高压涡轮机构的气体动力锥壶轮机”依据能量守恒原理:

$$[0062] \quad Q_{\text{出}} = Q_{\text{入}} - Q_{\text{排}} - Q_{\text{w}}$$

[0063] $Q_{\text{出}}$ ——净输出机械能量

[0064] $Q_{\text{入}}$ ——输入的气流能量

[0065] $Q_{\text{排}}$ ——排出气流残余能量,与排气口设计有关,可控制在2%以内。

[0066] Q_w ——气体泄漏、压气道风阻、轴承摩擦等微损耗能量,可控制在5%以内。

[0067] 由以上公式可以看出,“绿环空调高压涡轮机构的气体动力锥壶轮机”能量转换效率做到90%左右是可行的。

[0068] 相关计算公式:

[0069] (1) 气体压力与速度转化公式:

$$[0070] \quad V^2 = 200g(P1 - P2)$$

[0071] 其中:V——喷气速度(m/s)

[0072] g——重力加速度9.8(N/Kg)

[0073] P1——压力(mpa)

[0074] P2——压力(mpa)

[0075] (2) 同压气流面积与速度关系:

$$[0076] \quad S_1/S_2 = V_2/V_1$$

[0077] 其中: S_1 ——气流截面1(m^2)

[0078] S_2 ——气流截面2(m^2)

[0079] V_1 ——流经截面1的气流速度(m/s)

[0080] V_2 ——流经截面2的气流速度(m/s)

[0081] 以“高压气体动力锥壶轮机参数计算表”的部分演算成果举例,具体如下:

[0082] 高压气体动力锥壶轮机参数计算表

[0083]

编号	项目名称	输入项	自动输出项	备注
1	额定转速 (转/s)	52.0000		
2	锥壶涡轮最大直径 D1 (m)	0.1000		
3	锥壶涡轮尾部内径 D2 (m)	0.0120		
4	驱动气压 P1 (mpa)	8.0000		
5	外部气压 P2 (mpa)	0.1200		
6	排出流速 V3 (m)		7.7816	
7	P1 空气额定流量 (m ³ /s)	0.000880		3.8 (m ³ /h)
8	喷嘴流速 V2 (m/s)		762.28	
9	喷嘴总截面积 (m ²)		0.00000115	
10	喷嘴数量 (个)	1.00		
11	喷嘴半径 (mm)		0.606	
12	流入管径 (m)	0.0021		
13	进入流速 V1 (m)		254.09	
14	锥壶涡轮尾部十字减旋片数量 (个)	1.00		
15	锥壶涡轮尾部十字减旋片高度 (mm)		0.01200	

	Q _出 净输出机械能量(kw. h)	0.36477	
	Q _入 输入能量(kw. h)	0.39653	
	Q _排 排出气流残余能量(kw. h)	0.0000413	
[0084]	Q _泄 气体泄漏能量(kw. h)	0.004	按 1%计算
	Q _摩 压气道摩擦能量损失 (kw. h)	0.016	按 4%计算
	Q _w 其他微损耗能量(kw. h)	0.012	按 3%计算
	综合效能(Q _出 /Q _入) (%)	91.99	

[0085] 由以上演算可以看出：“绿环空调高压涡轮机构的气体动力锥壶轮机”的能量转化率可以做到90%左右。

[0086] 二、“绿环空调高压涡轮机构的从动锥壶轮机”依据能量守恒原理：

$$[0087] \quad Q_{出} = Q_{入} - Q_{阀} - Q_w$$

[0088] Q_出——净输出空气能量

[0089] Q_入——输入的机械能量

[0090] Q_阀——锥阀能耗系数,可控制在2%以内。

[0091] Q_w——气体泄漏、压气道风阻、轴承摩擦等微损耗能量,可控制在5%以内。

[0092] 由以上公式可以看出,“绿环空调高压涡轮机构的从动锥壶轮机”能量转换效率做到90%左右是可行的。

[0093] 相关计算公式：

[0094] (1) 气体压力与速度转化公式：

$$[0095] \quad V^2 = 200g(P_1 - P_2) \quad \text{其中: } V \text{——喷气速度 (m/s)}$$

[0096] g——重力加速度9.8 (N/Kg)

[0097] P₁——压力 (mpa)

[0098] P₂——压力 (mpa)

[0099] (2) 同压气流面积与速度关系：

$$[0100] \quad S_1/S_2 = V_2/V_1$$

[0101] 其中:S₁——气流截面1 (m²)

[0102] S₂——气流截面2 (m²)

[0103] V₁——流经截面1的气流速度 (m/s)

[0104] V₂——流经截面2的气流速度 (m/s)

[0105] 以“从动锥壶轮机参数计算表”的部分演算成果举例,具体如下：

[0106] 从动锥壶轮机参数计算表

[0107]

编号	项目名称	输入项 自动输出项	备注
1	额定转速 (转/s)	52.0000	
2	锥壶涡轮最大直径 D1 (m)	0.1200	
3	锥壶涡轮吸口内径 D2 (m)	0.0538	
4	吸口流速 V3 (m)	8.8023	
5	空气额定流量 (m ³ /s)	0.0200	72 (m ³ /h)
6	锥壶涡轮最大直径线速 V2 (m/s)	19.59	
7	可变喷口最大总截面积 (m ²)	0.001021	单向锥阀 可随压力

			变径
8	喷缝宽 (mm)	5.42	
9	离心扇叶数 (个)	20	
10	喷口半径 (mm)	18.03	
11	可变喷口最小直线速度 V1 (m/s)	19.6	
12	锥壶涡轮尾部扇叶数量 (个)	10.00	
13	锥壶涡轮尾部扇叶垂向宽度 (m)	0.01693	
14	锥壶涡轮尾部侧向孔数量 (个)	10.00	
[0108]	15 锥壶涡轮尾部外侧转动线速度及吸气速度 V4 (m/s)	8.78446	应小于且接近第 4 项
	16 锥壶涡轮尾部侧向孔面积 (m ²)	0.00023	
	17 锥壶涡轮尾部侧向孔高度 (m)	0.02	
	18 锥壶涡轮尾部侧向孔宽度 (mm)	11.4	
	Q _出 净输出动能 (kw. h)	0.00457	
	Q _入 输入能量 (kw. h)	0.00496	
	Q _阀 单向锥阀能耗 (kw. h)	0.000099	按 2% 计算
	Q _摩 压气道摩擦能量损失 (kw. h)	0.000149	按 3% 计算
	Q _其 其他微损耗能量 (kw. h)	0.000149	按 3% 计算
	综合效能 (Q _出 /Q _入) (%)	92.00	

[0109] 由以上演算可以看出：“绿环空调高压涡轮机构的从动锥壶轮机”的能量转化率可以做到90%左右。

[0110] 绿环空调高压涡轮机构通过针对性设计,在结构和技术性能上非常适配绿环空调使用。绿环空调高压涡轮机构通过气体进入锥壶涡轮体内完成能量转换,消除了现有通用技术中涡轮与壳罩之间气体泄漏、撞击,尾部涡流两个较大能量损失难题。通过第一锥壶涡轮体内三级能量吸收转换实现机构体积缩小,更高效和噪音更低。绿环空调高压涡轮机构

的整体能量化率理论上可达到80%左右。

[0111] 以上结合最佳实施例对本实用新型进行了描述,但本实用新型并不局限于以上揭示的实施例,而应当涵盖各种根据本实用新型的本质进行的修改、等效组合。

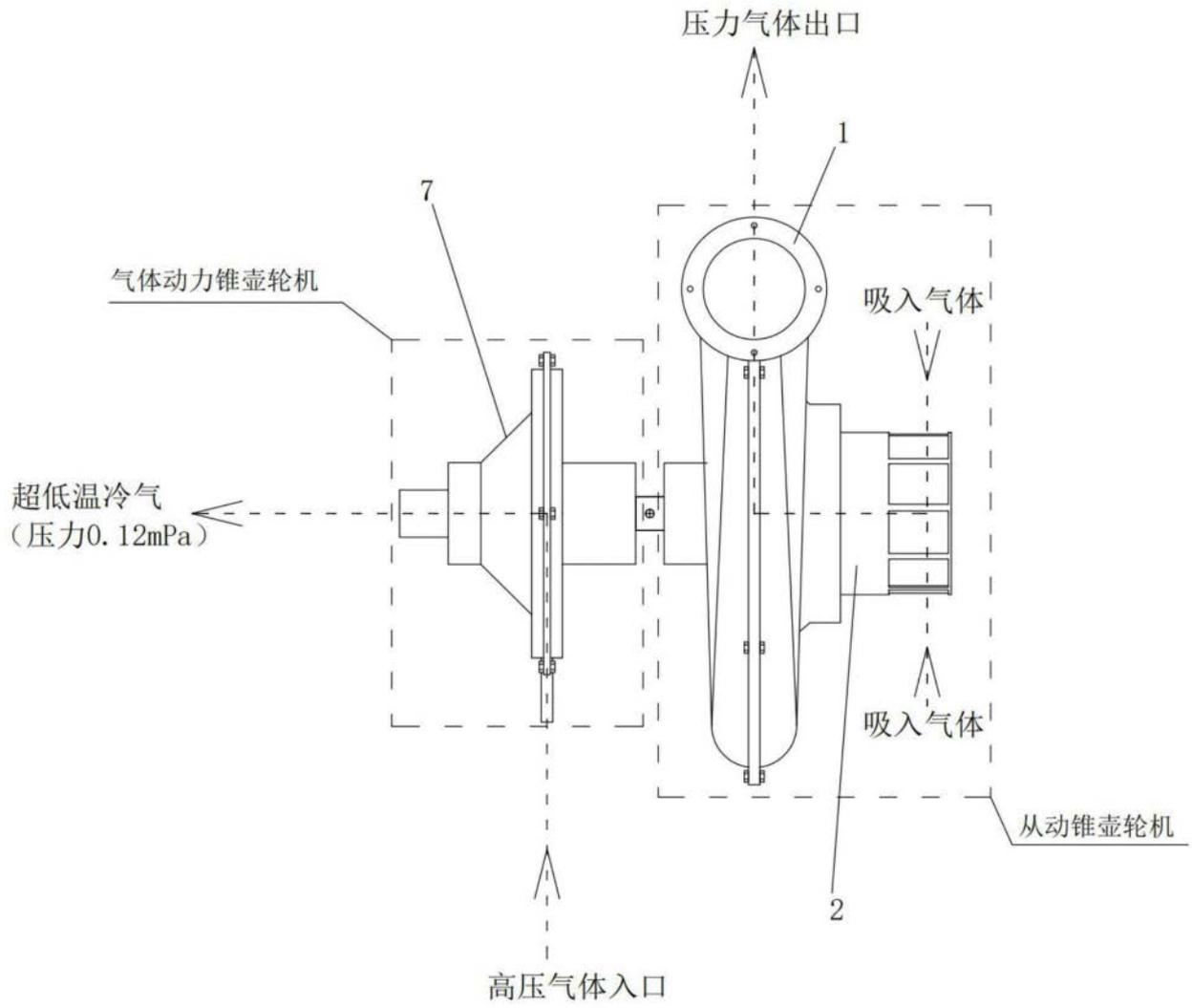


图1

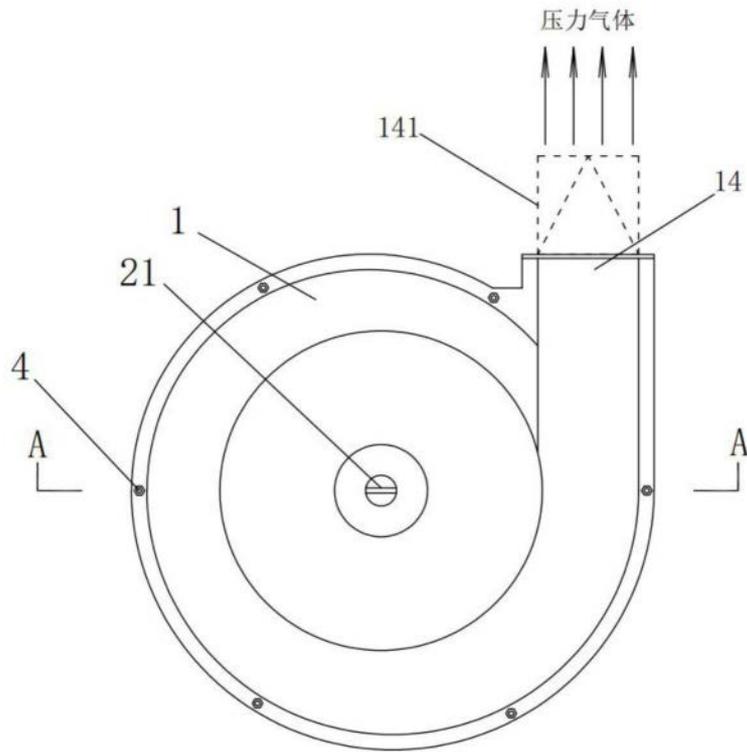


图2

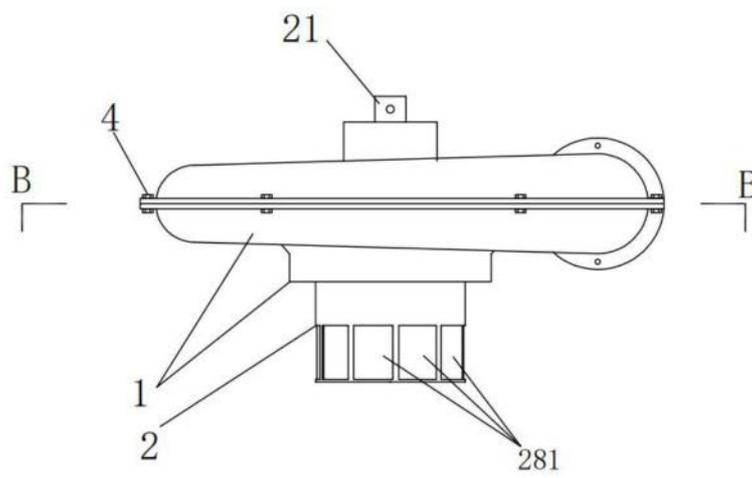


图3

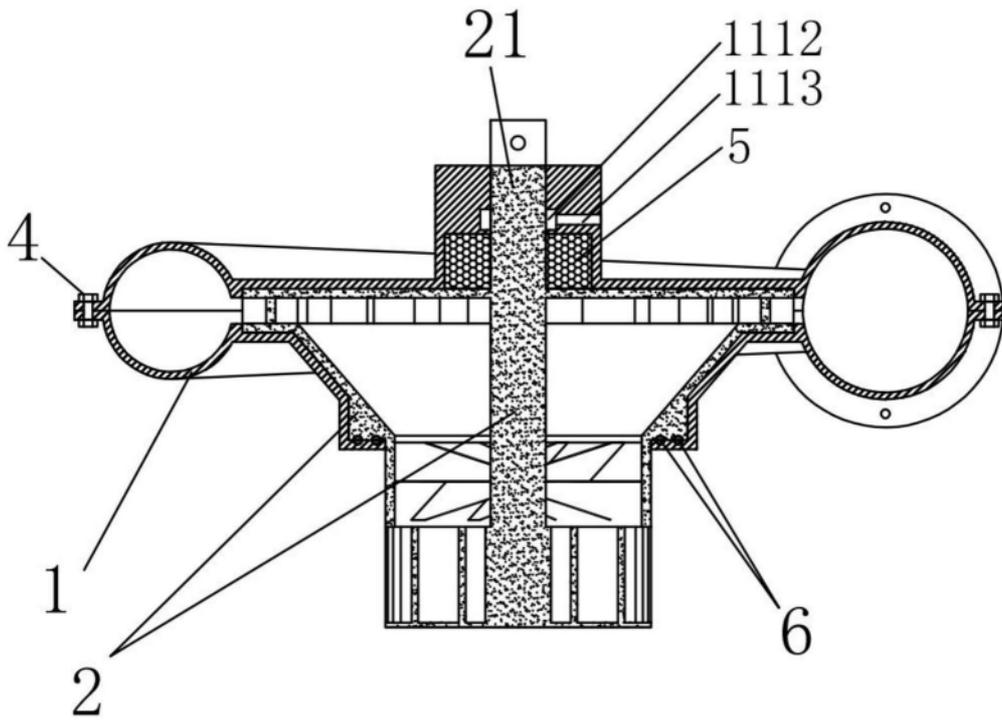


图4

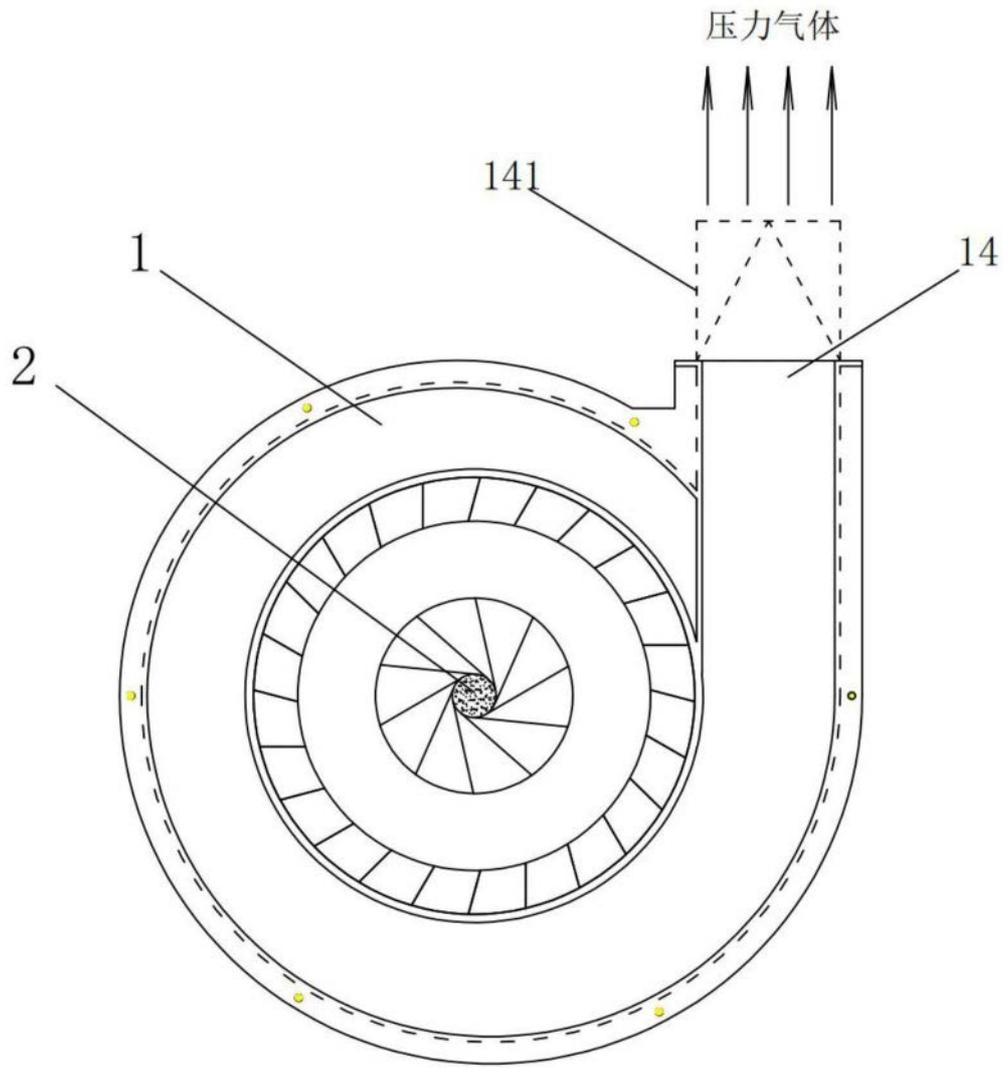


图5

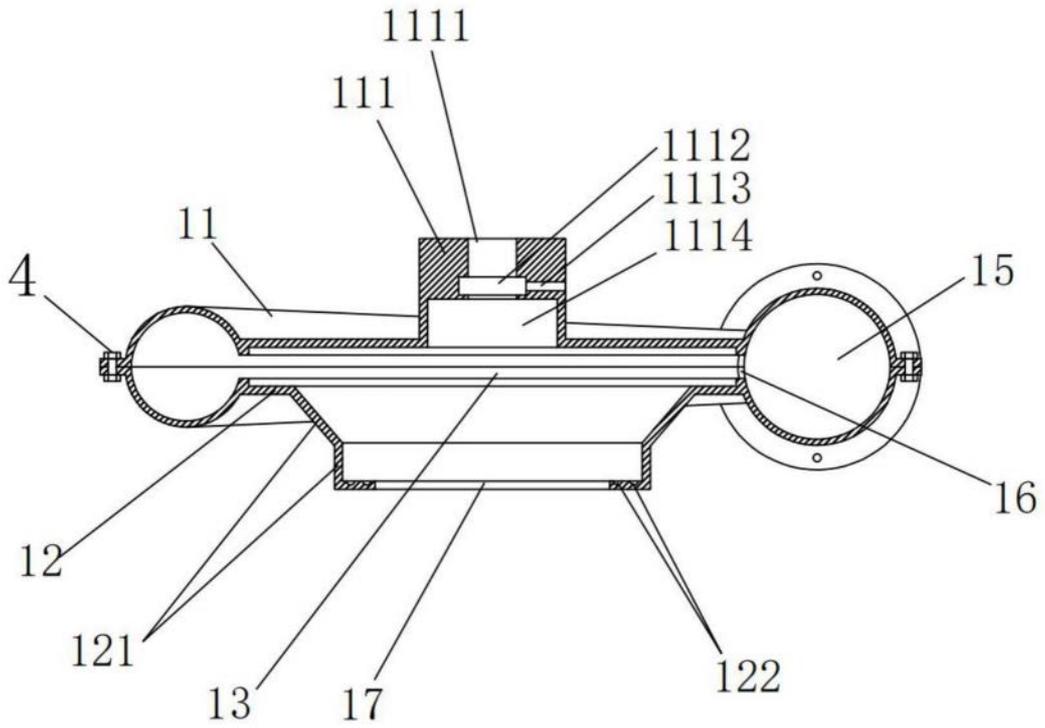


图6

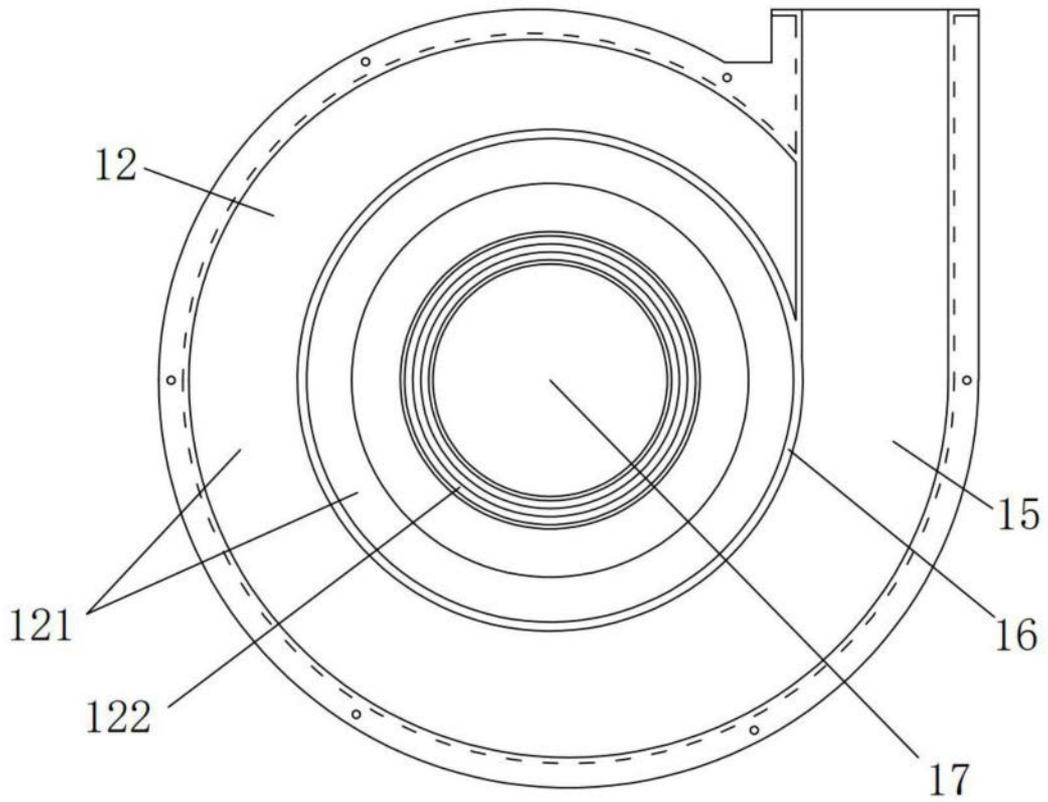


图7

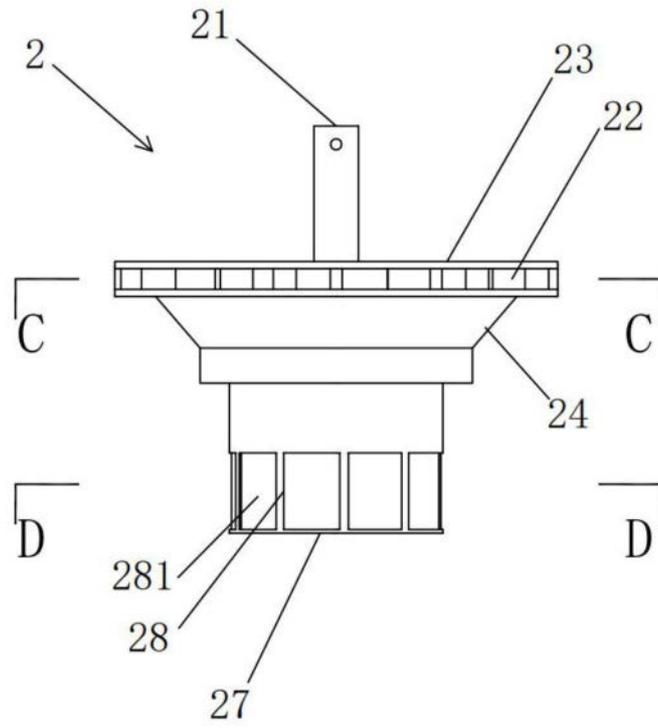


图8

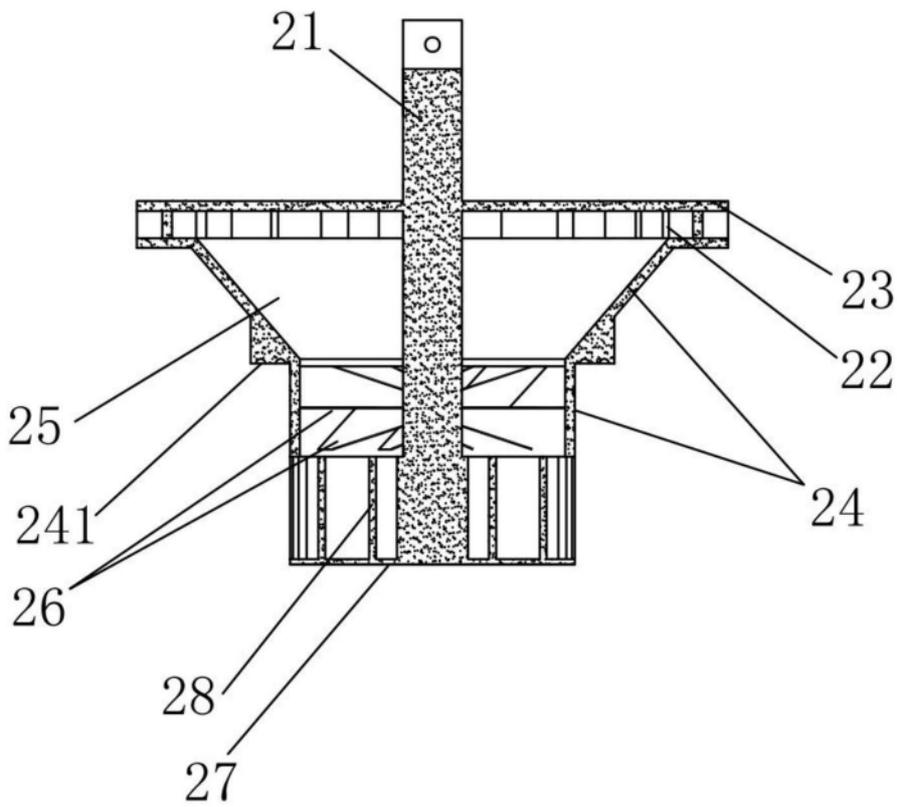


图9

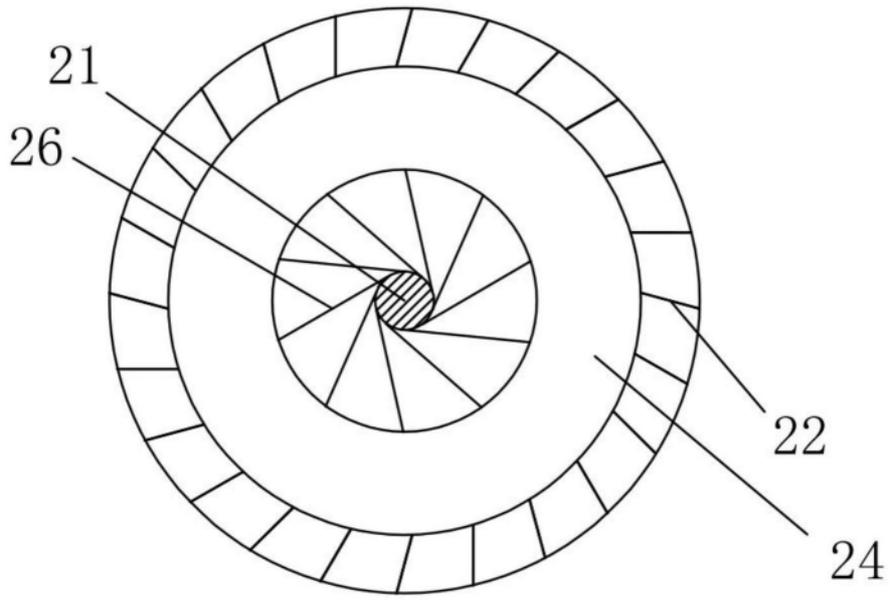


图10

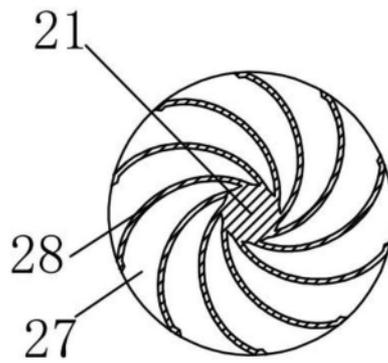


图11

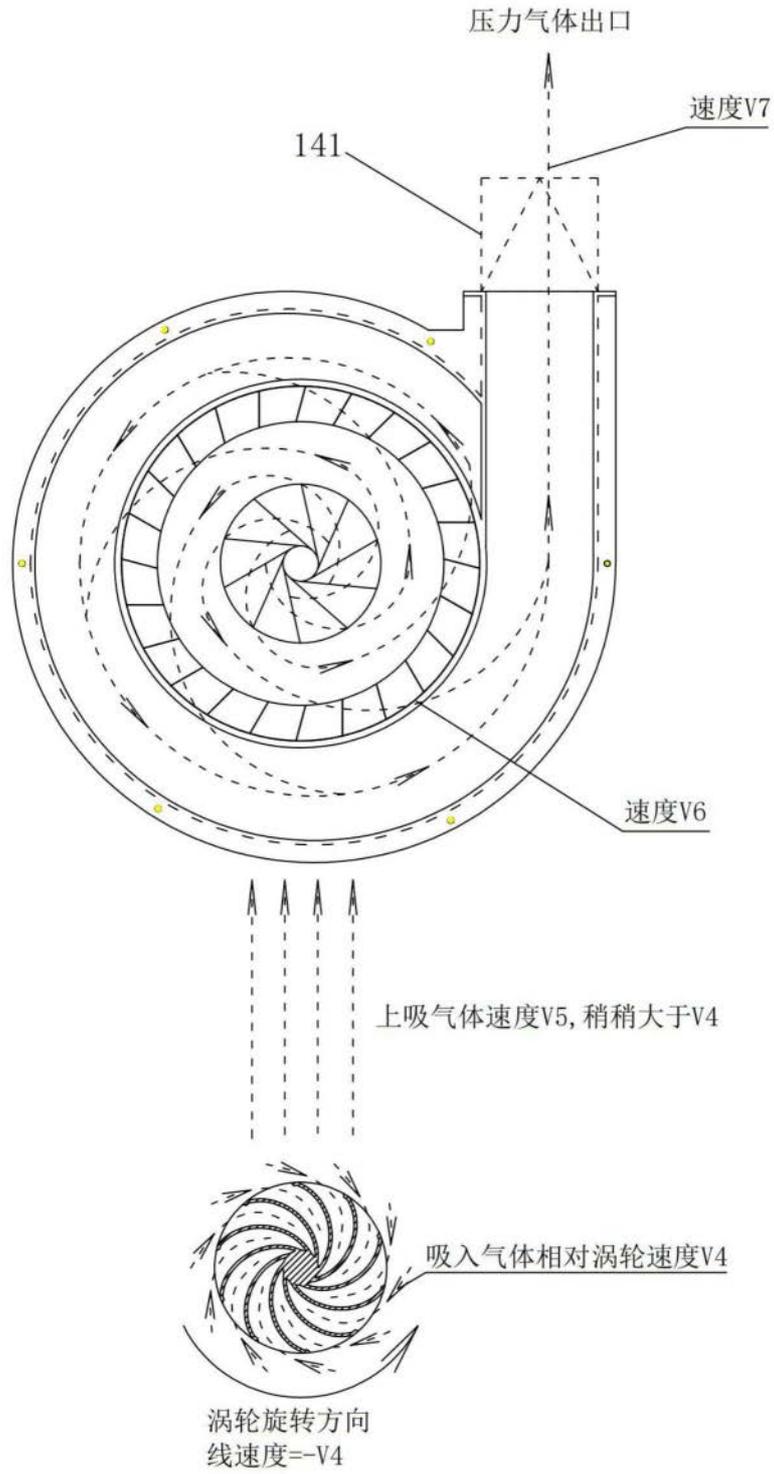


图12

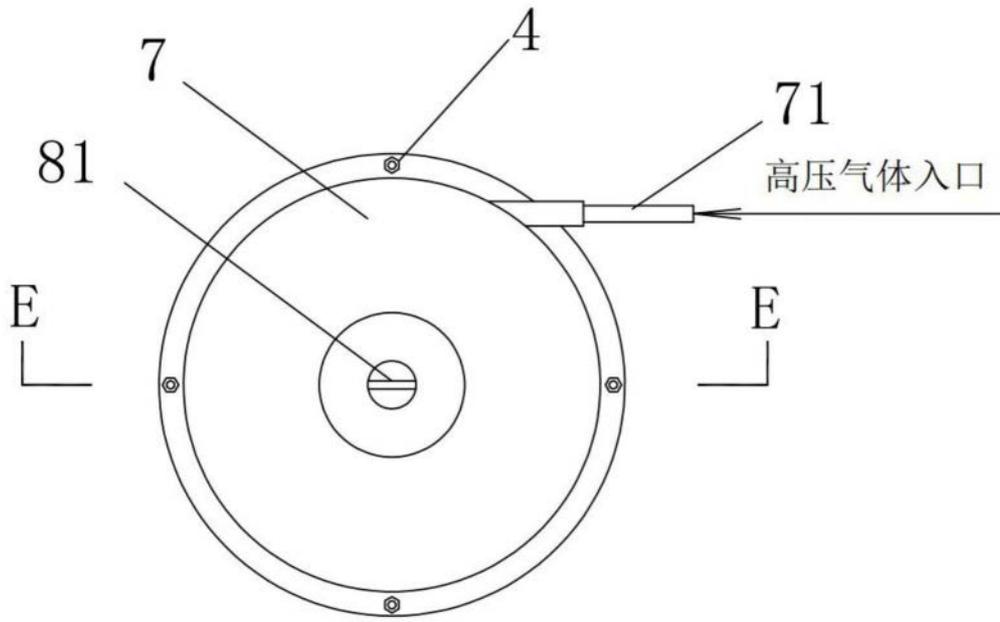


图13

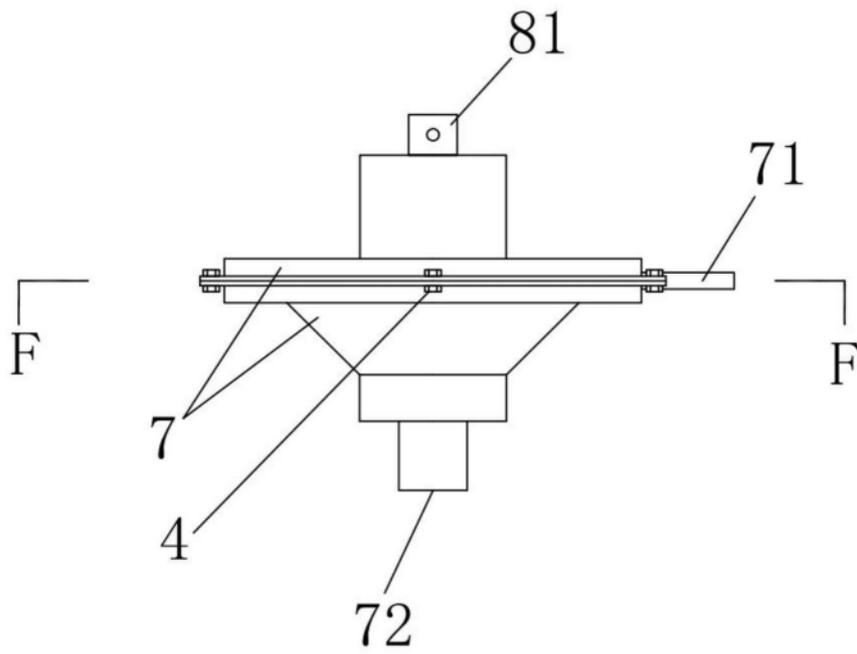


图14

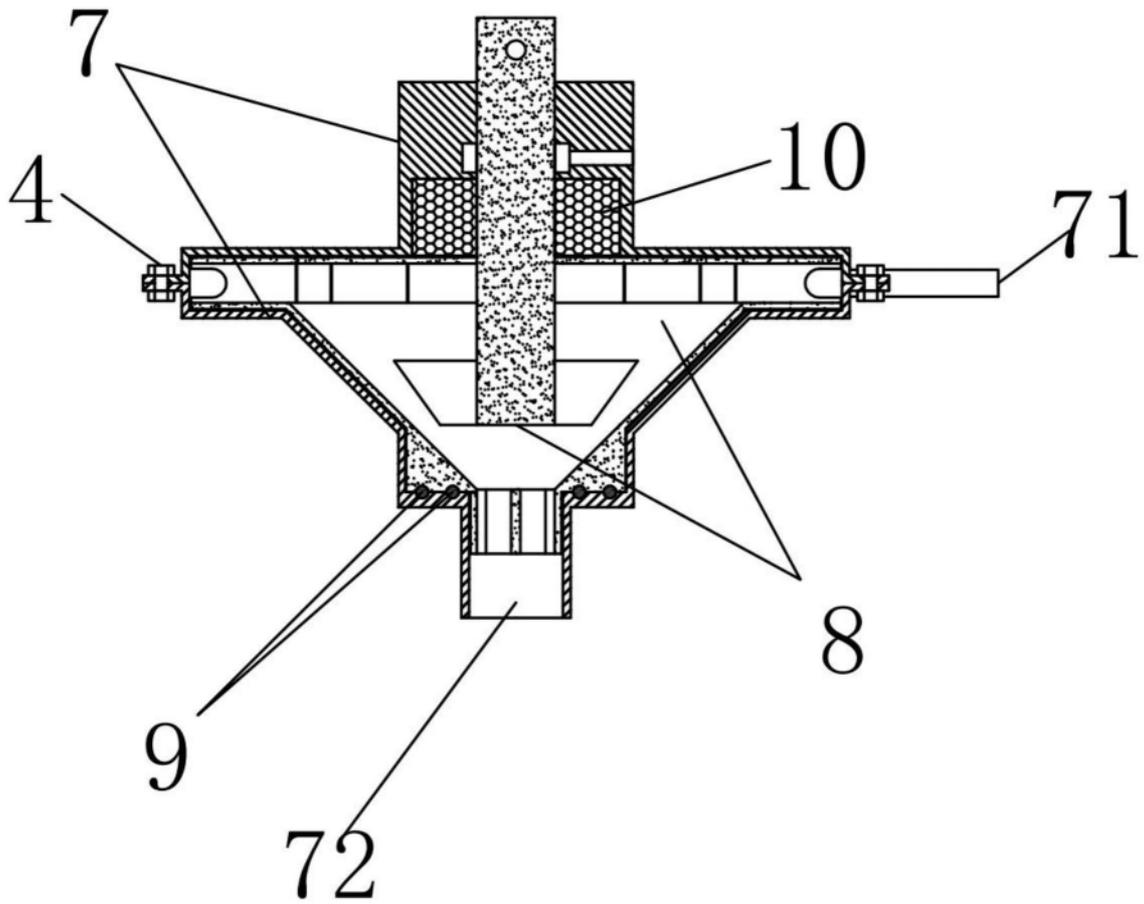


图15

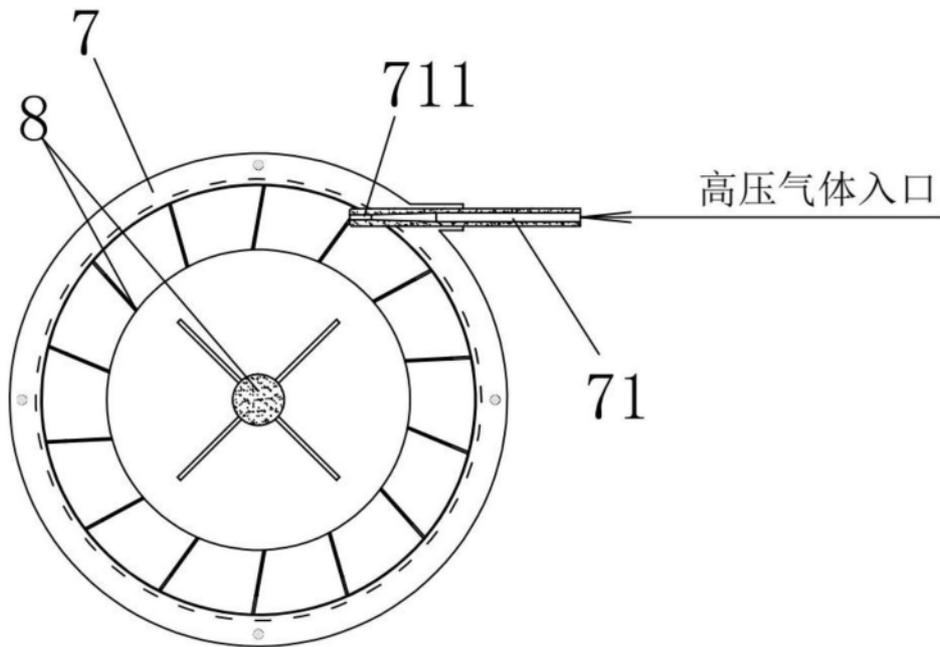


图16

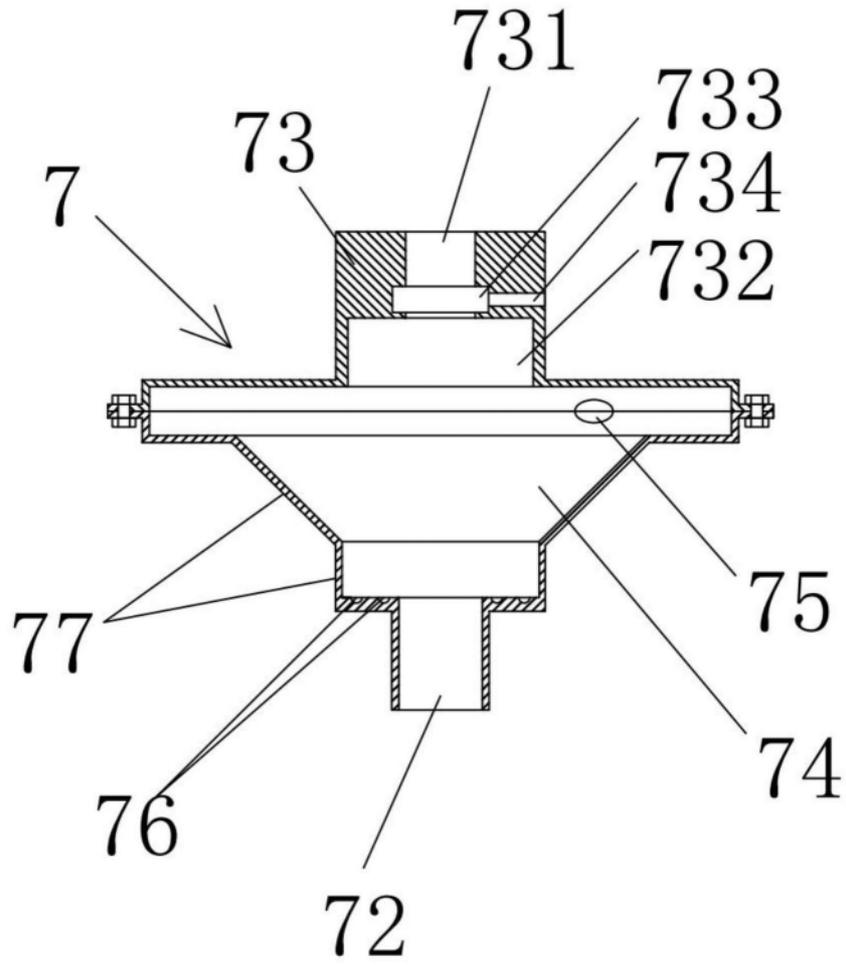


图17

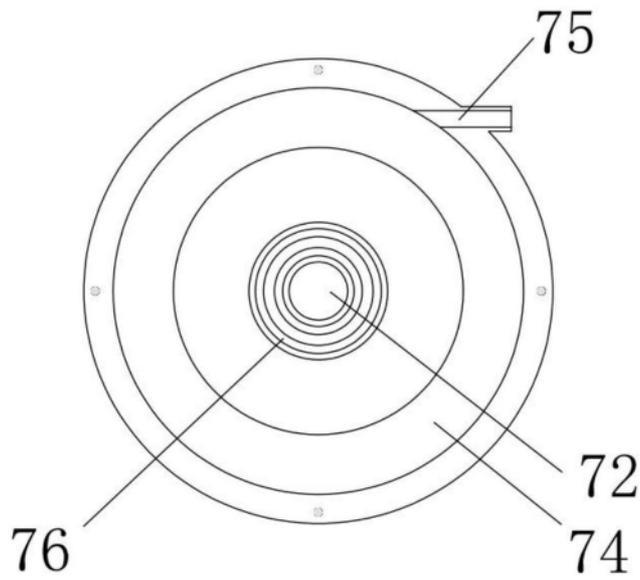


图18

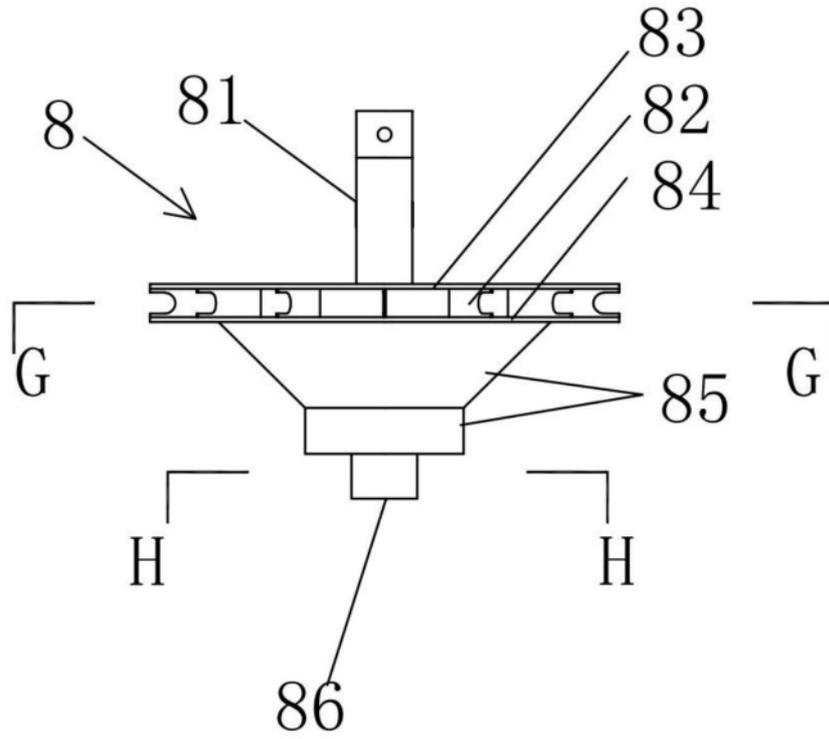


图19

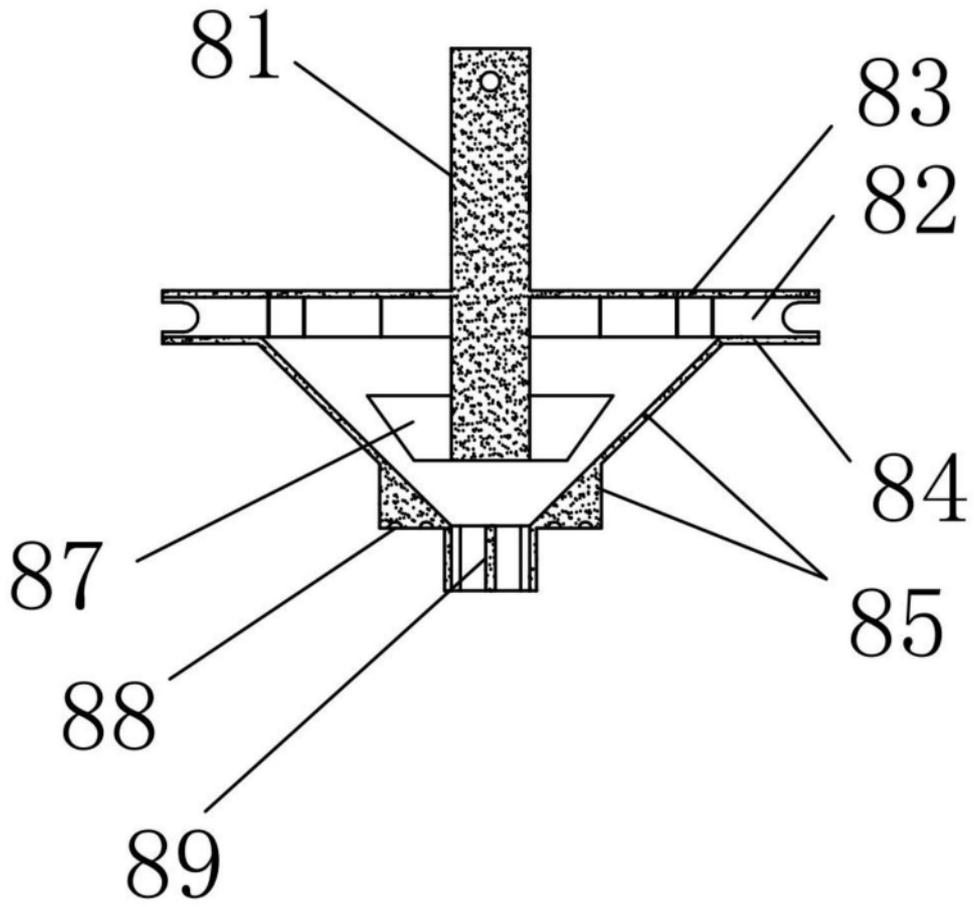


图20

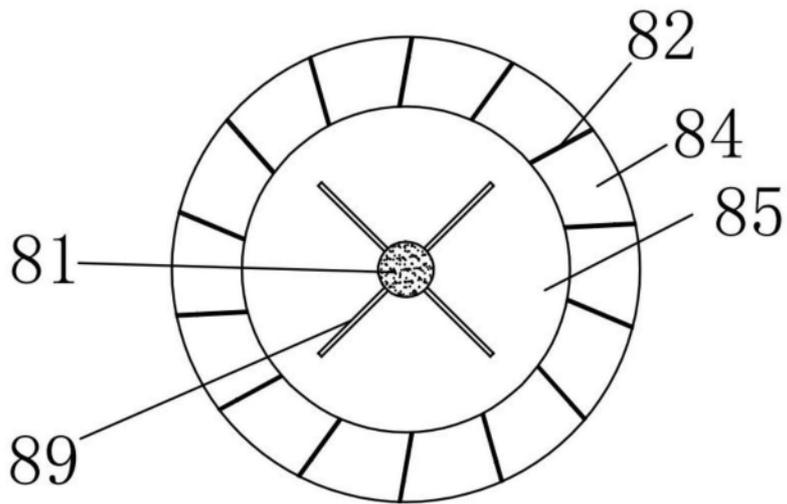


图21

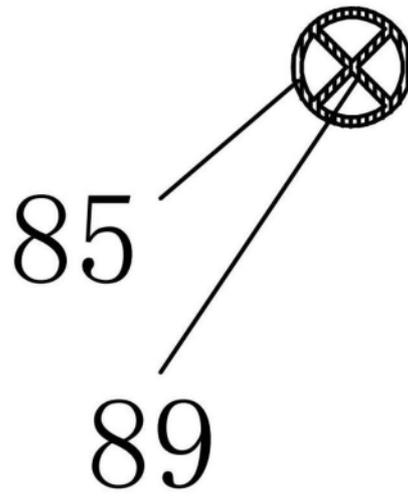


图22

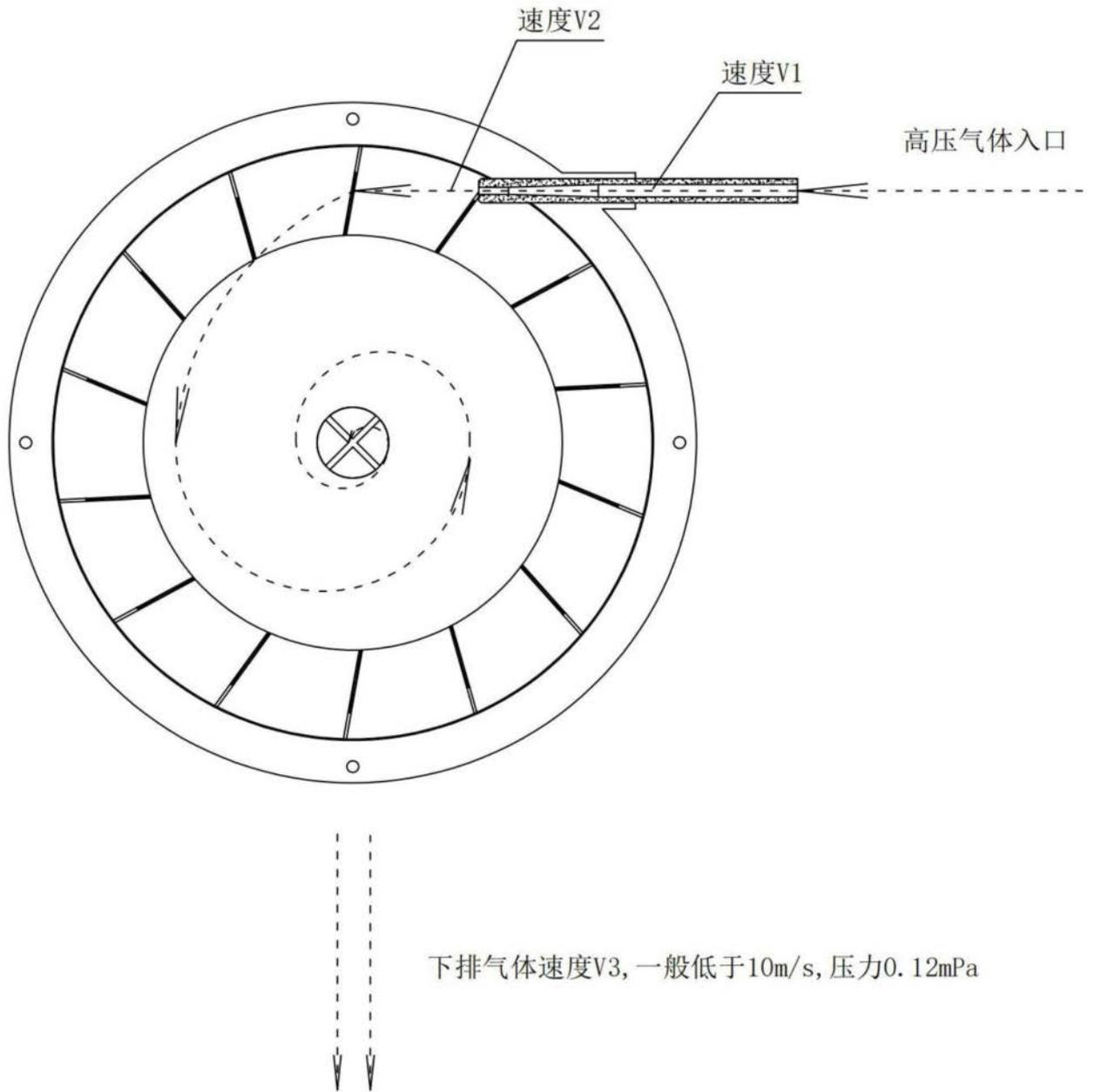


图23