



(12) 实用新型专利

(10) 授权公告号 CN 220281648 U

(45) 授权公告日 2024. 01. 02

(21) 申请号 202322042234.X

(22) 申请日 2023.08.01

(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 马勇 倪问池 张旭  
曾宪越 姚智 解光慈 唐晨轩  
谈秋桐 刘征宇 黄考航 陈丹

(51) Int. Cl.

B63H 11/08 (2006.01)

B63H 11/107 (2006.01)

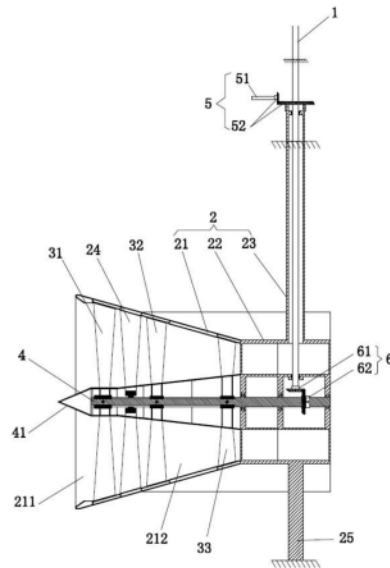
权利要求书1页 说明书8页 附图8页

(54) 实用新型名称

船用次级涡涵喷流水轮机

(57) 摘要

本实用新型公开了一种船用次级涡涵喷流水轮机,包括相互转动配合的水轮机核心轴和轮机壳,轮机壳上设有依次连通的入流口、涡流压水道、尾喷压水道和喷出口;轮机壳内连接有固定导流叶轮,水轮机核心轴上连接有首级叶轮和次级涡轮;入流口、首级叶轮、固定导流叶轮、涡流压水道、次级涡轮和尾喷压水道依次布置;水轮机核心轴联动有动力输入机构,轮机壳设有船体安装部。本实用新型提供的船用次级涡涵喷流水轮机,可适配海能驱航船使用,减少能量损失,能量转化率高。



1. 一种船用次级涡涵喷流水轮机,其特征在于,包括相互转动配合的水轮机核心轴(4)和轮机壳(2),轮机壳(2)上设有依次连通的入流口(211)、涡流压水道(212)、尾喷压水道(281)和喷出口(28);轮机壳(2)内连接有固定导流叶轮(24),水轮机核心轴(4)上连接有首级叶轮(31)和次级涡轮(33);入流口(211)、首级叶轮(31)、固定导流叶轮(24)、涡流压水道(212)、次级涡轮(33)和尾喷压水道(281)依次布置;水轮机核心轴(4)联动有动力输入机构,轮机壳(2)设有船体安装部。

2. 根据权利要求1所述的一种船用次级涡涵喷流水轮机,其特征在于,所述轮机壳(2)包括依次连接的锥型外壳(21)和圆筒形外壳(22);所述涡流压水道(212)位于锥型外壳(21)内,所述尾喷压水道(281)位于圆筒形外壳(22)内,锥型外壳(21)的内腔横截面直径沿水轮机核心轴(4)轴向逐渐缩小,尾喷压水道(281)的横截面直径沿水轮机核心轴(4)轴向保持一致。

3. 根据权利要求1或2所述的一种船用次级涡涵喷流水轮机,其特征在于,所述水轮机核心轴(4)上还连接有二级叶轮(32),首级叶轮(31)、固定导流叶轮(24)、二级叶轮(32)、涡流压水道(212)和次级涡轮(33)依次布置。

4. 根据权利要求2所述的一种船用次级涡涵喷流水轮机,其特征在于,所述圆筒形外壳(22)的内腔中部设有动力转换舱(27),动力转换舱(27)外侧壁与圆筒形外壳(22)内侧壁之间通过若干尾部楔形压流体(26)连接,尾部楔形压流体(26)与所述水轮机核心轴(4)相平行;水轮机核心轴(4)后端伸入至动力转换舱(27)内且两者转动连接,水轮机核心轴(4)后端与所述动力输入机构相联动。

5. 根据权利要求4所述的一种船用次级涡涵喷流水轮机,其特征在于,所述动力输入机构包括动力输入轴(1),动力输入轴(1)的一端伸入至所述动力转换舱(27)内并通过第一传动机构(6)与水轮机核心轴(4)联动。

6. 根据权利要求5所述的一种船用次级涡涵喷流水轮机,其特征在于,所述轮机壳(2)的船体安装部包括分别与圆筒形外壳(22)两侧连接的第一支撑管柱(23)和第二支撑柱(25),第一支撑管柱(23)和第二支撑柱(25)两者上均设有与船体相配合的转动连接部;所述动力输入轴(1)依次穿过第一支撑管柱(23)、尾部楔形压流体(26)并伸入所述动力转换舱(27)内。

7. 根据权利要求6所述的一种船用次级涡涵喷流水轮机,其特征在于,所述第一支撑管柱(23)上联动有轮机壳摆动传动机构(5)。

8. 根据权利要求1所述的一种船用次级涡涵喷流水轮机,其特征在于,所述首级叶轮(31)包括沿径向由外向内依次连接的外圈稳定叶筒(312)、多片扇叶(311)、内圈导流筒(313)、肋梁(314)和套筒(315),套筒(315)与所述水轮机核心轴(4)连接。

## 船用次级涡涵喷流水轮机

### 技术领域

[0001] 本实用新型涉及船用设备领域,尤其涉及一种船用次级涡涵喷流水轮机。

### 背景技术

[0002] 涵盖专利2021110129269、2021110128976等专利技术的“海能驱航”项目已在中山大学通过仿真数理研究。

[0003] 在给“海能驱航”项目的海能驱航船配备驱动设备时发现:

[0004] 1) 找不到与海能驱航船结构适配的驱动设备,如一定要使用现有的船用螺旋桨或喷流设备,则需要对海能驱航船结构进行大改动,有背初衷、得不偿失。

[0005] 2) 现有船用螺旋桨或喷流设备在能量转化效率上还有较大提升空间:

[0006] 普通的螺旋桨驱动:能量转化率(机械能转化为船舶推力)一般在65%左右,主要能量损失为侧向散流约-20%,涡流约-10%。

[0007] 现在最先进的无轴射流驱动:能量转化率(机械能转化为船舶推力)一般在80%左右,主要能量损失为涡流约-10%,涵道阻损约-5%。

[0008] 由以上对比可知,如果作出对海能驱航船结构进行大改的牺牲,配备无轴射流驱动设备是不情之选,但在市场上很难找到。经综合考量,即使花再大的成本,也有必要开发一款适合海能驱航船使用的先进的驱动设备。

### 实用新型内容

[0009] 本实用新型的目的是提供一种船用次级涡涵喷流水轮机,可适配海能驱航船使用,减少能量损失,能量转化率高。

[0010] 为实现上述目的,本实用新型提供一种船用次级涡涵喷流水轮机,包括相互转动配合的水轮机核心轴和轮机壳,轮机壳上设有依次连通的入流口、涡流压水道、尾喷压水道和喷出口;轮机壳内连接有固定导流叶轮,水轮机核心轴上连接有首级叶轮和次级涡轮;入流口、首级叶轮、固定导流叶轮、涡流压水道、次级涡轮和尾喷压水道依次布置;水轮机核心轴联动有动力输入机构,轮机壳设有船体安装部。

[0011] 作为本实用新型的进一步改进,所述轮机壳包括依次连接的锥型外壳和圆筒形外壳;所述涡流压水道位于锥型外壳内,所述尾喷压水道位于圆筒形外壳内,锥型外壳的内腔横截面直径沿水轮机核心轴轴向逐渐缩小,尾喷压水道的横截面直径沿水轮机核心轴轴向保持一致。

[0012] 作为本实用新型的更进一步改进,所述水轮机核心轴上还连接有二级叶轮,首级叶轮、固定导流叶轮、二级叶轮、涡流压水道和次级涡轮依次布置。

[0013] 作为本实用新型的更进一步改进,所述圆筒形外壳的内腔中部设有动力转换舱,动力转换舱外侧壁与圆筒形外壳内侧壁之间通过若干尾部楔形压流体连接,尾部楔形压流体与所述水轮机核心轴相平行;水轮机核心轴后端伸入至动力转换舱内且两者转动连接,水轮机核心轴后端与所述动力输入机构相联动。

[0014] 作为本实用新型的更进一步改进,所述动力输入机构包括动力输入轴,动力输入轴的一端伸入至所述动力转换舱内并通过第一传动机构与水轮机核心轴联动。

[0015] 作为本实用新型的更进一步改进,所述轮机壳的船体安装部包括分别与圆筒形外壳两侧连接的第一支撑管柱和第二支撑柱,第一支撑管柱和第二支撑柱两者上均设有与船体相配合的转动连接部;所述动力输入轴依次穿过第一支撑管柱、尾部楔形压流体并伸入所述动力转换舱内。

[0016] 作为本实用新型的更进一步改进,所述第一支撑管柱上联动有轮机壳摆动传动机构。

[0017] 作为本实用新型的更进一步改进,所述首级叶轮包括沿径向由外向内依次连接的外圈稳定叶筒、多片扇叶、内圈导流筒、肋梁和套筒,套筒与所述水轮机核心轴连接。

[0018] 有益效果

[0019] 与现有技术相比,本实用新型的船用次级涡涵喷流水轮机的优点为:

[0020] 1、通过设置第一支撑管柱和第二支撑柱,以上下为旋转支点,较小的水轮机体型,通过扭转整个水轮机的方向来控制航向等一系列特性设计,在结构上非常适配海能驱航船使用。

[0021] 2、通过在轮机壳内设置由涡流压水道和尾喷压水道构成的涵洞消除侧向散流的能量损失,通过设置次级涡轮回收涡流能量,解决侧向散流约-20%,涡流约-10%两个较大能量损失问题。

[0022] 3、通过多级加压实现推进机构体积大幅缩小,更节能和震动噪音更低。船用次级涡涵喷流水轮机的能量转化率(机械能转化为船舶推力)理论上可达到90%左右,主要能量损失为涵道阻损约-5%。

[0023] 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

[0024] 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。

[0025] 图1为船用次级涡涵喷流水轮机的主视剖视图;

[0026] 图2为轮机壳的左视图;

[0027] 图3为轮机壳的主视剖视图;

[0028] 图4为轮机壳的右视图;

[0029] 图5为首级叶轮的主视剖视图;

[0030] 图6为首级叶轮的左视图;

[0031] 图7为次级涡轮的主视剖视图;

[0032] 图8为水流方向剖面图;

[0033] 图9为涵道截面积与流速变化图;

[0034] 图10为水流工作状态演示沿变径R圆筒剖面展开图。

## 具体实施方式

[0035] 现在参考附图描述本实用新型的实施例。

[0036] 实施例

[0037] 本实用新型的具体实施方式如图1至图10所示,一种船用次级涡涵喷流水轮机,包括相互转动配合的水轮机核心轴4和轮机壳2,轮机壳2上设有依次连通的入流口211、涡流压水道212、尾喷压水道281和喷出口28。轮机壳2内连接有固定导流叶轮24,水轮机核心轴4上连接有首级叶轮31和次级涡轮33。入流口211、首级叶轮31、固定导流叶轮24、涡流压水道212、次级涡轮33和尾喷压水道281依次布置。水轮机核心轴4联动有动力输入机构,轮机壳2设有船体安装部。

[0038] 水轮机核心轴4的前端设有锥型整流罩41。固定导流叶轮24外缘与轮机壳2的锥型外壳21内壁连接,固定导流叶轮24中部通过轴承与水轮机核心轴4转动配合。

[0039] 轮机壳2包括依次连接的锥型外壳21和圆筒形外壳22。涡流压水道212位于锥型外壳21内,尾喷压水道281位于圆筒形外壳22内,锥型外壳21的内腔横截面直径沿水轮机核心轴4轴向逐渐缩小,尾喷压水道281的横截面直径沿水轮机核心轴4轴向保持一致。涵道由锥型外壳21和圆筒形外壳22两者内腔构成,本实施例中,尾喷压水道281的横截面直径与锥型外壳21内腔的最小横截面直径基本相同。

[0040] 水轮机核心轴4上还连接有二级叶轮32,首级叶轮31、固定导流叶轮24、二级叶轮32、涡流压水道212和次级涡轮33依次布置。水轮机核心轴4穿过首级叶轮31、二级叶轮32和次级涡轮33三者中部,水轮机核心轴4侧壁上设有与其轴向平行的条形凹槽,上述叶轮和涡轮中部的通孔处均设有卡槽凸肋,卡槽凸肋与条形凹槽滑动卡接,叶轮和涡轮中部还通过螺钉与水轮机核心轴4连接。

[0041] 圆筒形外壳22的内腔中部设有动力转换舱27,动力转换舱27与涵道相隔离。动力转换舱27外侧壁与圆筒形外壳22内侧壁之间通过若干尾部楔形压流体26连接,尾部楔形压流体26与水轮机核心轴4相平行。尾部楔形压流体26前端的横截面呈三角形,如图10所示。尾部楔形压流体26内部设有空腔,有利于减少重量,尾部楔形压流体26的空腔与涵道相互隔离。水轮机核心轴4后端伸入至动力转换舱27内且两者转动连接,水轮机核心轴4后端与动力输入机构相联动。尾喷压水道281位于圆筒形外壳22内壁、动力转换舱27外壁、尾部楔形压流体26三者之间。

[0042] 动力输入机构包括动力输入轴1,动力输入轴1的一端伸入至动力转换舱27内并通过第一传动机构6与水轮机核心轴4联动。本实施例中,动力输入轴1与水轮机核心轴4相垂直,第一传动机构6包括相互啮合的第一锥形齿轮61和第二锥型齿轮62,第一锥形齿轮61固定连接在动力输入轴1的一端,第二锥型齿轮62固定连接在水轮机核心轴4后端上。

[0043] 轮机壳2的船体安装部包括分别与圆筒形外壳22两侧连接的第一支撑管柱23和第二支撑柱25,第一支撑管柱23和第二支撑柱25两者上均设有与船体相配合的转动连接部,转动连接部通过轴承与船体转动连接(图中未画出)。动力输入轴1依次穿过第一支撑管柱23、尾部楔形压流体26并伸入动力转换舱27内。动力输入轴1通过轴承与第一支撑管柱23、动力转换舱27侧壁转动连接。锥型外壳21、圆筒形外壳22和第一支撑管柱23之间通过肋板29连接,锥型外壳21、圆筒形外壳22和第二支撑柱25之间通过肋板9连接,可增加刚性和连接稳定性。

[0044] 第一支撑管柱23上联动有轮机壳摆动传动机构5。轮机壳摆动传动机构5包括船方向控制传力杆51和第三锥型齿轮52,第三锥型齿轮52固定连接在第一支撑管柱23上且两者同轴线布置。船方向控制传力杆51一端设有第四锥型齿轮,第四锥型齿轮与第三锥型齿轮52相啮合,船方向控制传力杆51另一端与驱动装置(图中未画出)联动。驱动装置启动时,可通过轮机壳摆动传动机构5带动轮机壳2相对船体左右摆动,即改变从轮机壳2尾部喷出口28射出的水流相对船体中心线的方向,从而改变船体的行驶方向。

[0045] 首级叶轮31包括沿径向由外向内依次连接的外圈稳定叶筒312、多片扇叶311、内圈导流筒313、肋梁314和套筒315,套筒315与水轮机核心轴4连接,水轮机核心轴4穿过套筒315。二级叶轮32和次级涡轮33两者的结构与首级叶轮31基本相同。

[0046] 水流从入流口211进入轮机壳2后,经两级以上叶轮驱动压缩后流过截面积不断缩小的涵道,最后在涵道尾部高速喷出,从而形成水轮机向前的推力。

[0047] 如图9所示,涵道过流截面积遵循 $S_0 > S_1 > S_2 > S_3 > S_4 > S_5$ ,水流速度遵循 $V_0 < V_1 < V_2 < V_3 < V_4 < V_5$ ,其中 $V_4$ 一般比 $V_3$ 大一倍左右。

[0048] 如图9、10所示,水流以 $V_0$ (入口速度)平衡于“水流推力方向”进入水轮机——水流被首级叶轮31击打加速变成与“水流推力方向”有一定夹角且速度为 $V_1$ 的涡流——涡流冲击固定导叶轮24后调整方向变为与“水流推力方向”基本一致的 $V_2$ 水流—— $V_2$ 水流被二级叶轮32再次击打加速变成 $V_3$ 涡流—— $V_3$ 涡流经涡流压水道212加速到 $V_4$ ——更高速的 $V_4$ 水流冲击次级涡轮33回收涡旋能量的同时将 $V_4$ 水流的方向导回与“气流推力方向”基本一致——气流再经尾喷压水道281加速至 $V_5$ 喷出。

[0049] 涡旋能量回收量与扇叶斜角、 $V_3$ 与 $V_4$ 的速度差、轮叶数量等多重因素相关,一般来说,总的能量回收率在10%左右。

[0050] 在同轴的作用下,两级以上扇叶和次级涡轮的转向和转速 $n$ 完全一致。

[0051] 相关公式如下:

[0052] (1) 水轮机推力计算公式:

$$[0053] \quad F = a * (V_5 - V_0) + S_4 * (P_e - P_a)$$

[0054] 其中: $F$ ——推力(N)

[0055]  $a$ ——质量流量(N/s),  $a = S_0 * \rho * V_0 = S_5 * \rho * V_5$ ,  $\rho$ 为水密度( $N/m^3$ ),  $S_0$ 、 $S_5$ 见图9;

[0056]  $V_0$ ——水轮机入口速度(m/s)

[0057]  $V_5$ ——水轮机喷口速度(m/s)

[0058]  $S_5$ ——水轮机涵道喷口截面积( $m^2$ )

[0059]  $P_e$ ——水轮机喷口压强( $N/m^2$ )

[0060]  $P_a$ ——水轮机外压强( $N/m^2$ )

[0061] (2) 水流 $V_3$ :

$$[0062] \quad V_3 = n * b * d$$

[0063] 其中: $V_3$ ——被最后扇叶(在3级以内)驱动后流速(m/s)

[0064]  $n$ ——转速(转/s)

[0065]  $b$ ——所有扇叶总数

[0066]  $d$ ——扇叶垂向平均宽度(m)

[0067] (3) 水轮机内部压强 $P_e$ :

[0068] 水轮机内部压强 $P_e$ 受涵道收缩造成压力上升、同时由于水体在涵道内速度不断增加造成压力下降等多重因素影响。综合考虑,近似取水轮机内部压强与喷口压强相等均为 $P_e$ :

[0069]  $(P_e - P_a) * S = a * V_3 = S * \rho * V_3^2$

[0070]  $P_e - P_a = \rho * V_3^2$

[0071]  $P_e = \rho * V_3^2 + P_a$

[0072] 其中: $P_e$ ——水轮机内部压强 (N/m<sup>2</sup>)

[0073]  $P_a$ ——水轮机外压强 (N/m<sup>2</sup>)

[0074]  $\rho$ ——为水密度 (N/m<sup>3</sup>)

[0075]  $V_3$ ——被最后扇叶 (在3级以内) 驱动后流速 (m/s)

[0076]  $a$ ——质量流量 (N/s),  $a = S_3 * \rho * V_3$ ,  $\rho$ 为水密度 (N/m<sup>3</sup>),  $S_3$ 见图。

[0077] (4) 次级涡轮回馈推力 $F_h$ :

[0078]  $F_h = a * (V_4 - V_3)$

[0079] 其中: $F_h$ ——次级涡轮回馈推力 (N)

[0080]  $a$ ——质量流量 (N/s),  $a = S_0 * \rho * V_0 = S_5 * \rho * V_5$ ,  $\rho$ 为水密度 (N/m<sup>3</sup>),  $S_0$ 、 $S_5$ 见图;

[0081]  $V_3$ ——被最后扇叶 (在3级以内) 驱动后流速 (m/s)

[0082]  $V_4$ ——冲击次级涡轮的水流速度 (m/s)

[0083] 比较案例:

[0084] 为比较直观比较几种发动机的性能差异,以特定的设定数据输入计算比较如下:

[0085] 同扇叶同转速发动机性能计算对比表一

[0086]

编号	相关参数	旋桨发动机	无轴射流 (整流)	次级涡轮喷流	备注

			发动机	水轮机	
1	扇叶直径 (m)	0.6	0.6	0.6	
2	扇叶总数 b	4	4	4	
3	扇叶垂向平均宽度 d (m)	0.1	0.1	0.1	
4	质量流量 a (N/s)	11078	11078	11078	
5	发动机外水密度 $M_a$ ( $N/m^3$ )	9800.0	9800.0	9800.0	
6	发动机喷口水密度 $M_e$ ( $N/m^3$ )	9800.0	9800.0	9800.0	
7	最后扇叶(在 3 级以内) 流速 $V_3$ (m/s)	4	4	4	
[0087] 8	冲击次级涡轮的水流速度 $V_4$ (m/s)	-	-	8	
9	喷口水速度 $V_5$ (m/s)	-	-	26	
10	二级扇叶处截面积 $S_2$ ( $m^2$ )	-	-	0.20	
11	次级涡涵处截面积 $S_3$ ( $m^2$ )	-	-	0.10	
12	涵道喷口截面积 $S_4$ ( $m^2$ )	-	-	0.03	
13	喷口压强 $P_e$ (MPa)	0.1	0.1	0.26	
14	外压强 $P_a$ (MPa)	0.1	0.1	0.1	
15	转速 n (转/s)	10.0	10.0	10.0	
16	航行速度 $V_0$ (m/s)	0	0	0	
17	次级涡轮回馈推力 $F_h$ (kN)	-	-	43.9	
18	推力 F (kN)	28.8	35.4	297.9	

[0088] 设计推力200KN船舶发动机配置计算对比表二



编号	相关参数	旋桨发动 机	无轴射流 (整流) 发动机	次级涡涵 喷流水轮 机	备注
1	扇叶直径(m)	1.76	1.59	0.55	
2	扇叶总数 b	6	6	6	
3	扇叶垂向平均宽度 d (m)	0.06	0.06	0.06	
4	质量流量 a (N/s)	85787	70015	8378	
5	发动机外水密度 Ma (N/m <sup>3</sup> )	9800.0	9800.0	9800.0	
6	发动机喷口水密度 Me (N/m <sup>3</sup> )	9800.0	9800.0	9800.0	
7	最后扇叶(在 3 级以内)流速 V3 (m/s)	3.6	3.6	3.6	
8	冲击次级涡轮的水流速度 V4 (m/s)	-	-	7	
9	喷口水速度 V5 (m/s)	-	-	23	
10	二级扇叶处截面积 S2 (m <sup>2</sup> )	-	-	0.072	
11	次级涡涵处截面积 S3 (m <sup>2</sup> )	-	-	0.036	
12	涵道喷口截面积 S4 (m <sup>2</sup> )	-	-	0.011	
13	喷口压强 Pe (MPa)	0.1	0.1	0.23	
14	外压强 Pa (MPa)	0.1	0.1	0.1	
15	转速 n (转/s)	10.0	10.0	10.0	
16	航行速度 V0 (m/s)	0	0	0	
17	次级涡轮回馈推力 Fh (kN)	-	-	29.9	
18	推力 F (kN)	200.7	201.6	202.8	

[0089] 由表一对比可以看出:在转速、扇叶尺寸及数量相同情况下,带加压涵道的船用次级涡涵喷流水轮机推力将大幅增加。

[0091] 由表二对比可以看出:在设计推力确定的情况下,配置带加压涵道的船用次级涡

涵喷流水轮机外型尺寸可大幅缩小,同时船用次级涡涵喷流水轮机更节能和震动噪音更低。

[0093] 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。

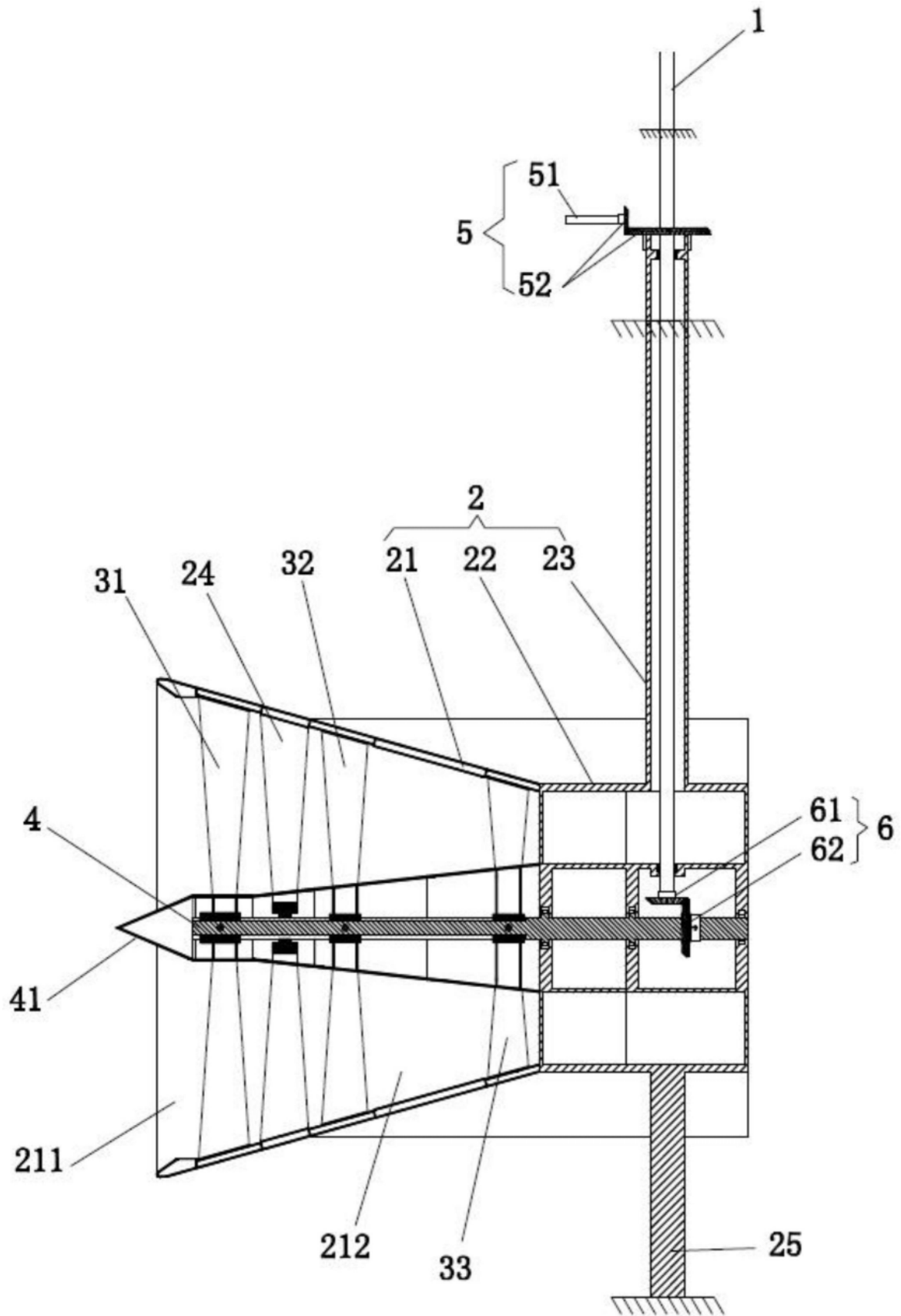


图1

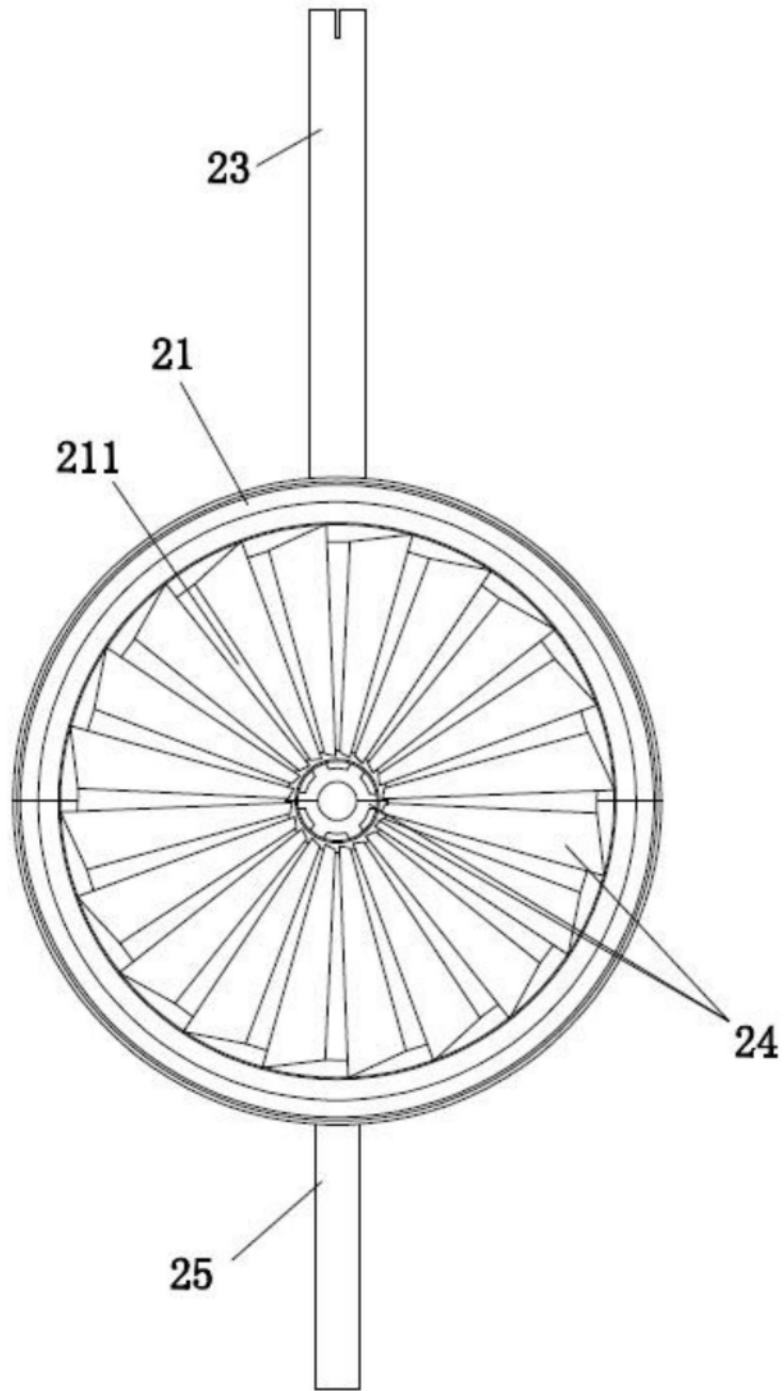


图2

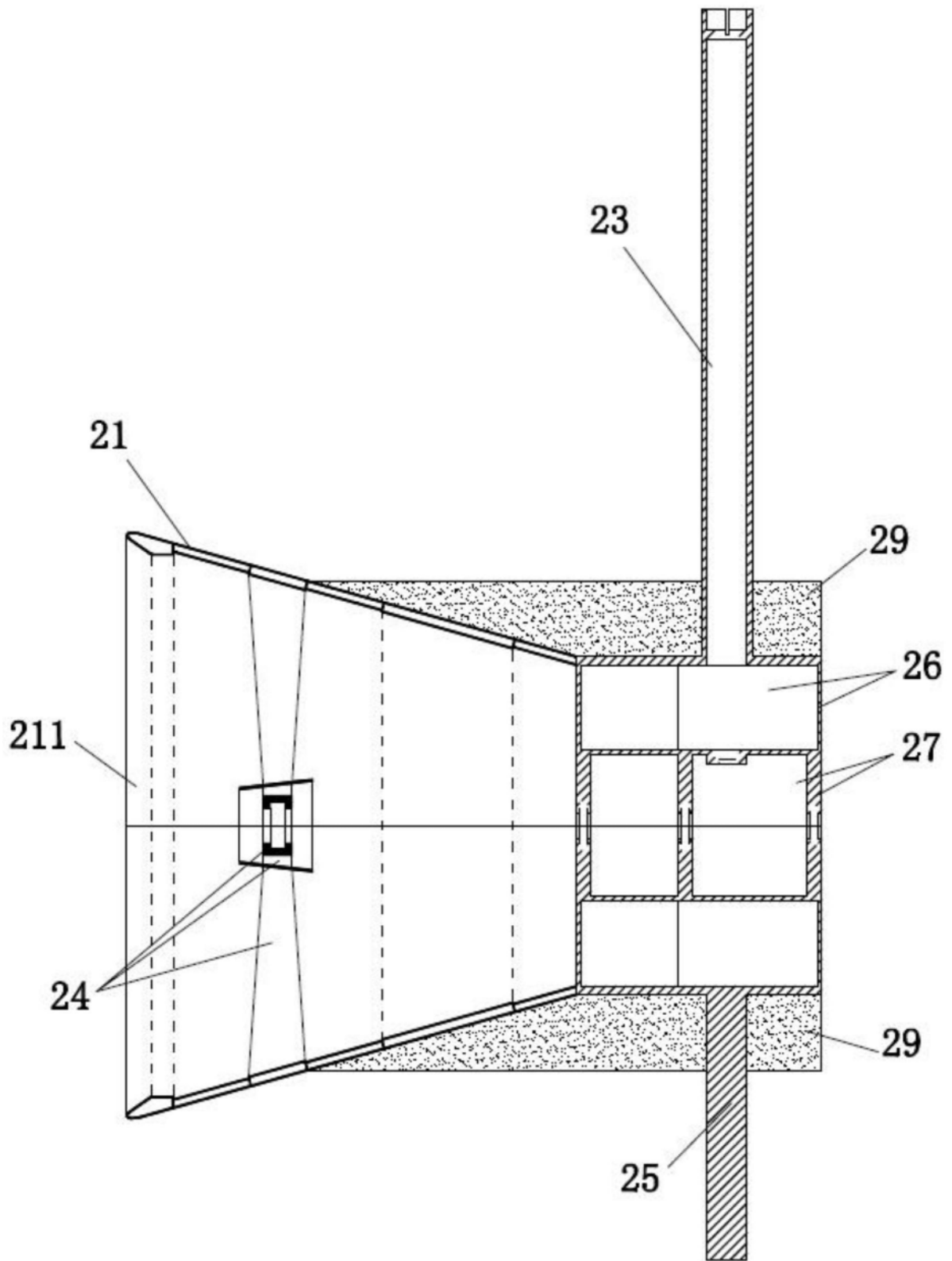


图3

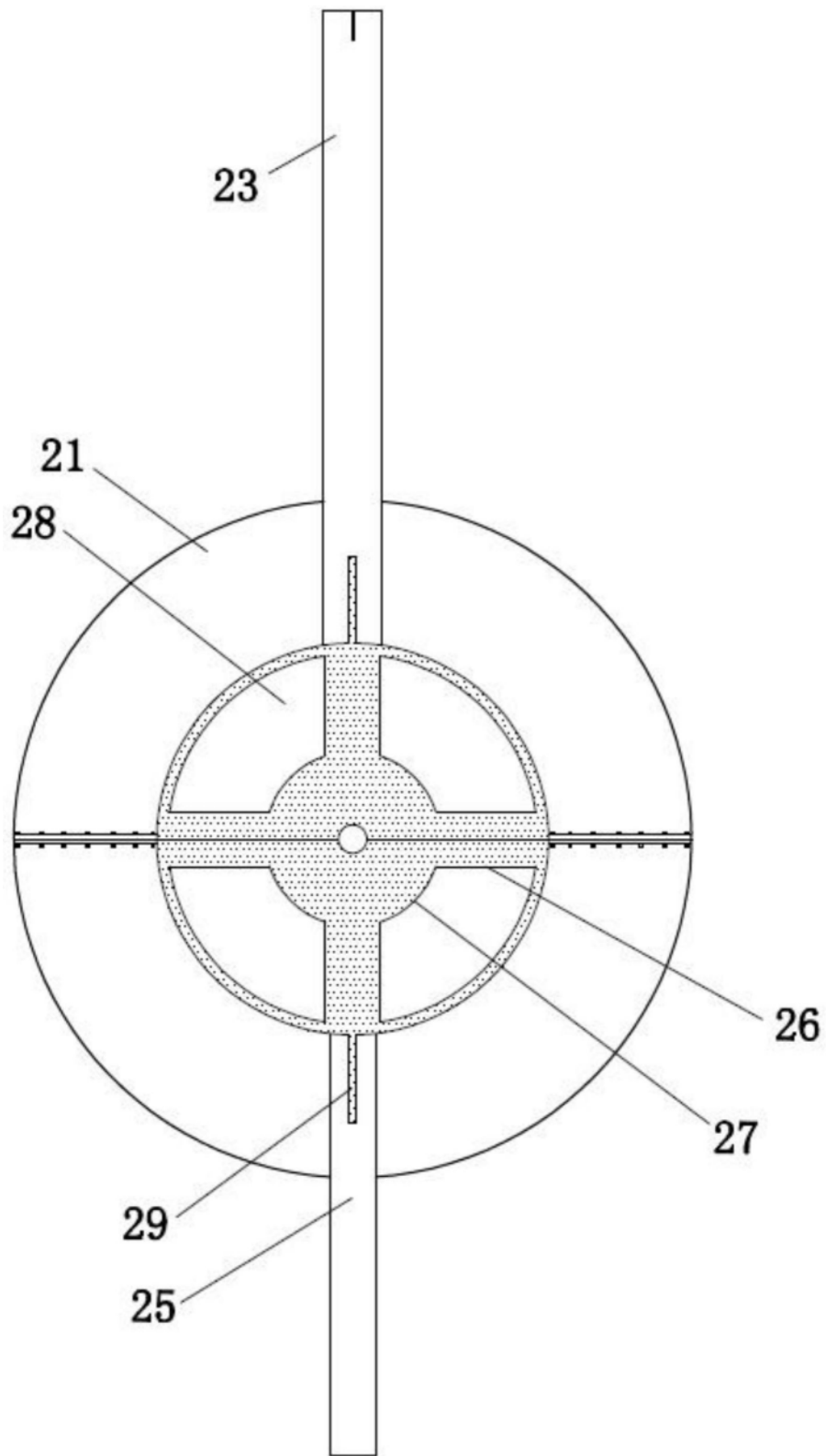


图4

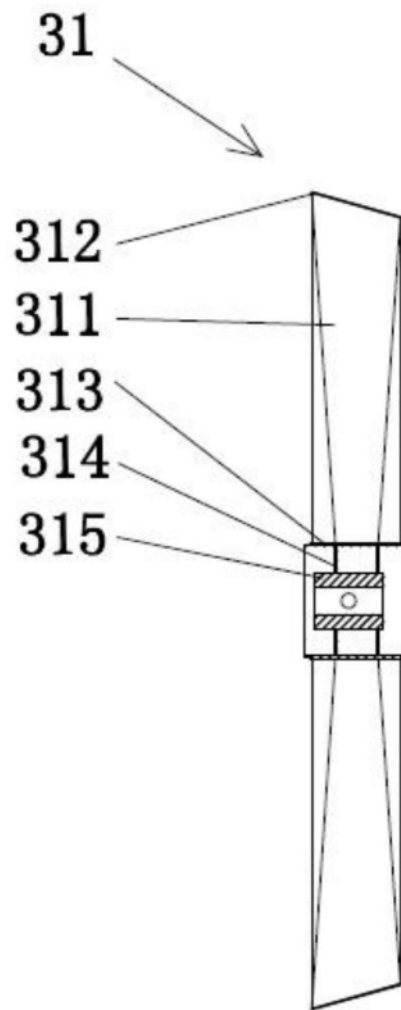


图5

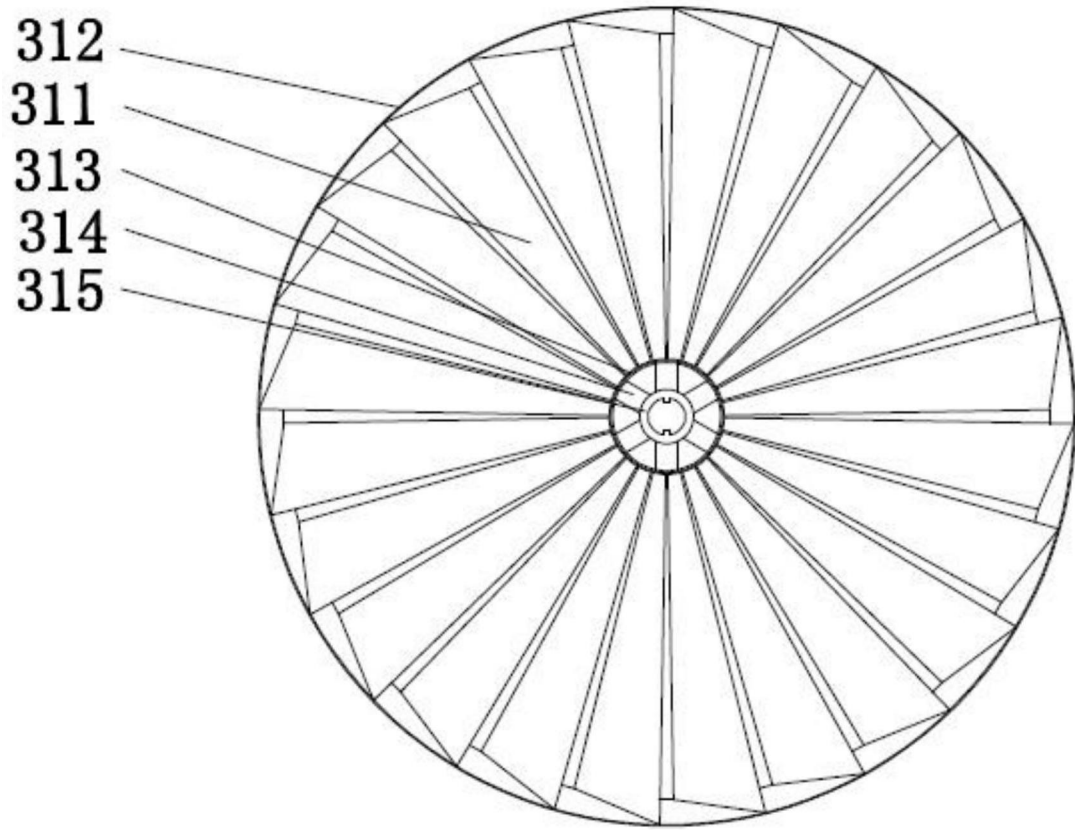


图6

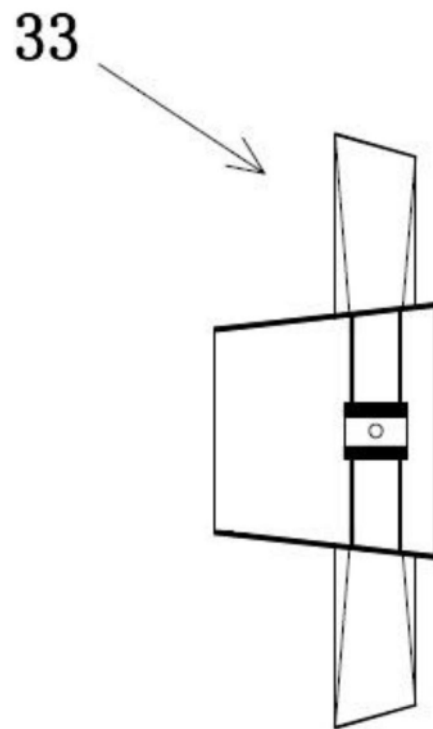


图7



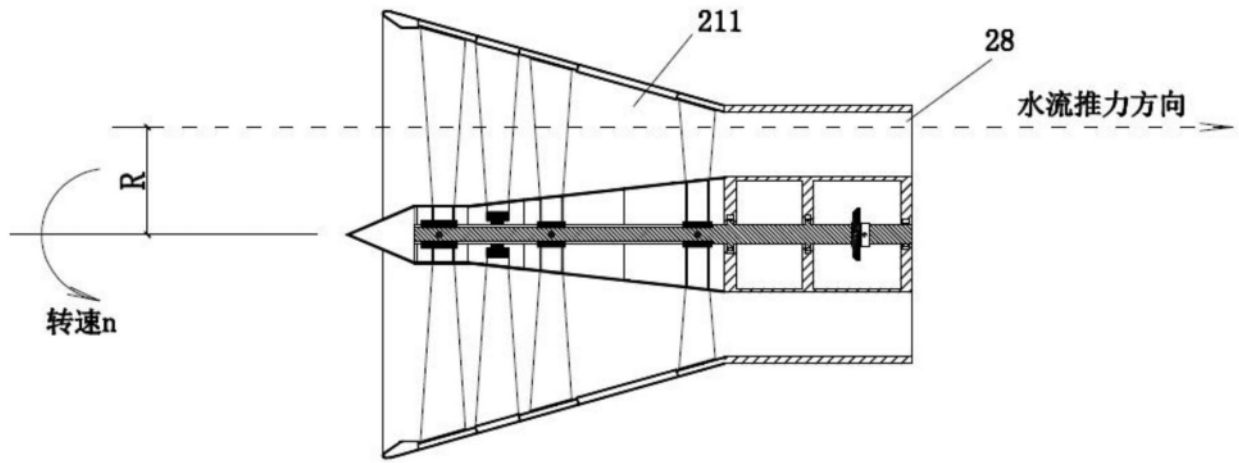


图8

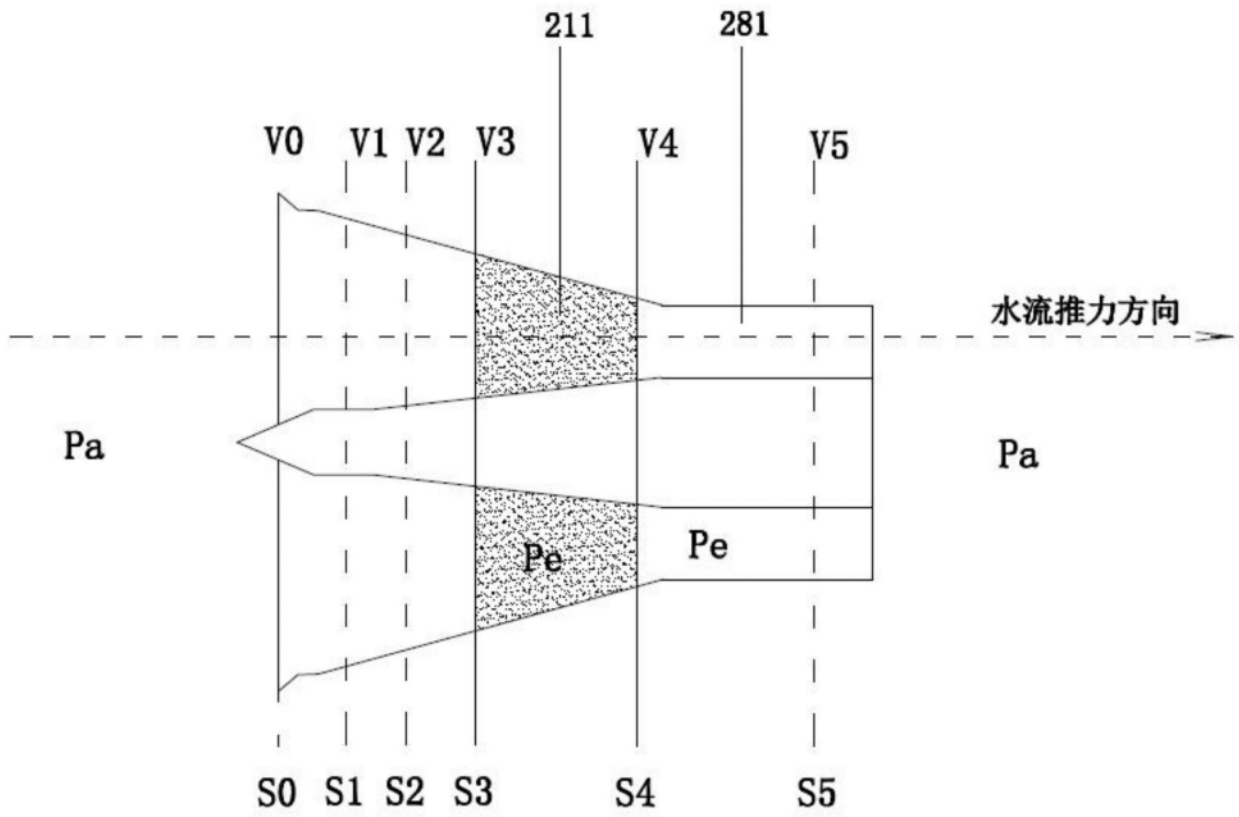


图9

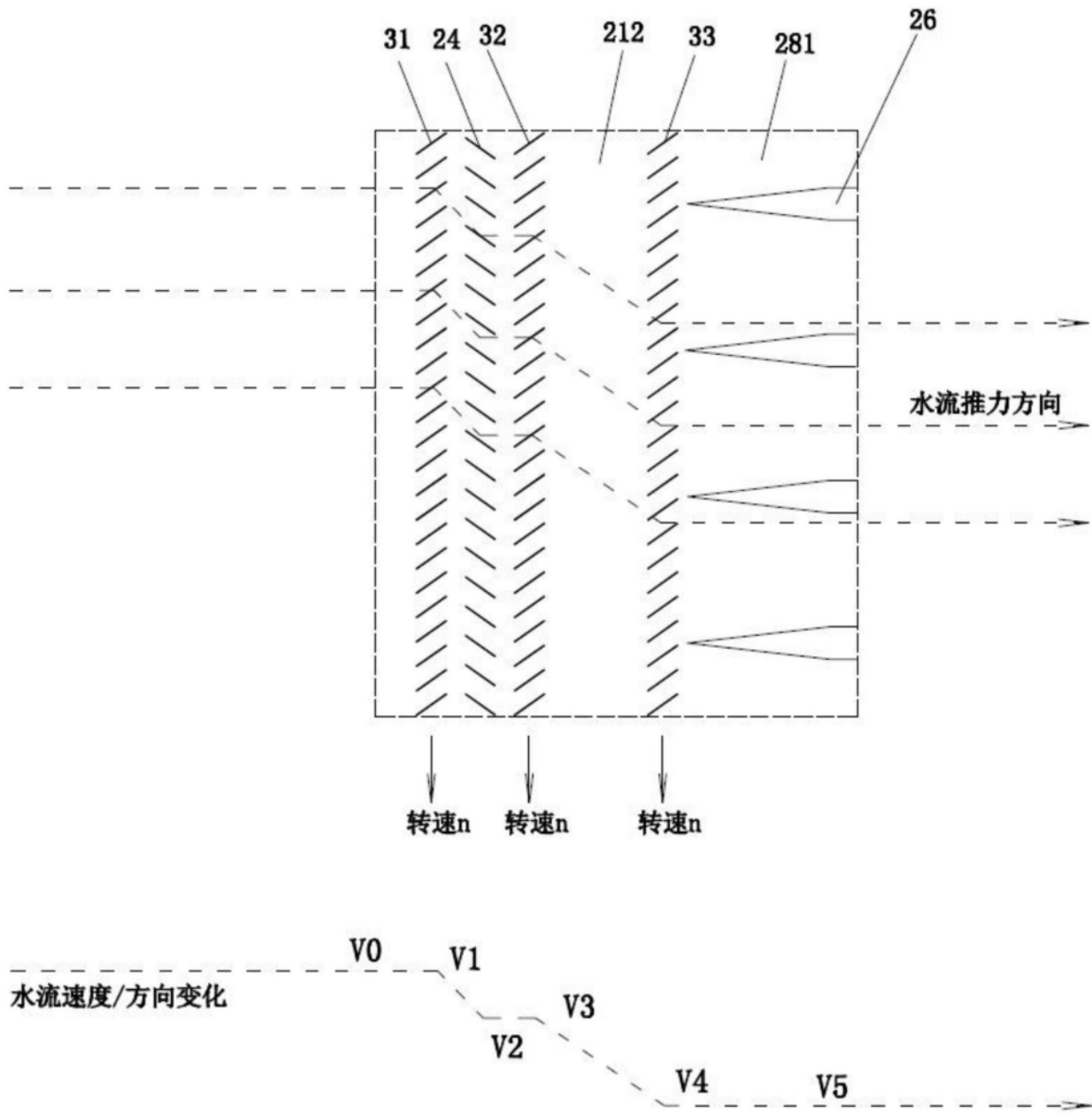


图10