



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 103808063 A

(43) 申请公布日 2014. 05. 21

(21) 申请号 201410051741. 2

(22) 申请日 2014. 02. 14

(71) 申请人 中国科学院理化技术研究所

地址 100190 北京市海淀区中关村东路 29 号

申请人 中科力函(深圳)热声技术有限公司

(72) 发明人 罗二仓 童欢 陈燕燕 戴巍 张丽敏

(74) 专利代理机构 北京法思腾知识产权代理有限公司 11318

代理人 杨小蓉

(51) Int. Cl.

F25B 23/00 (2006. 01)

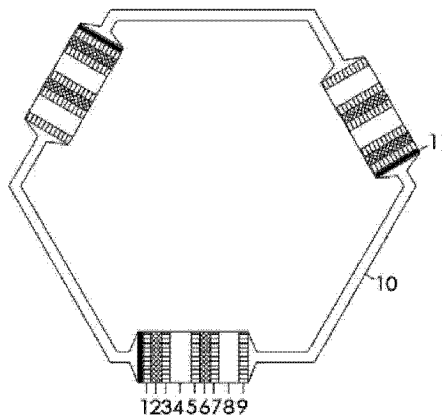
权利要求书1页 说明书6页 附图2页

(54) 发明名称

一种声学共振型热驱动行波热声制冷系统

(57) 摘要

本发明涉及的声学共振型热驱动行波热声制冷系统,由N个弹性膜和N个通过谐振管首尾相连并形成环形回路的热声单元组成,其中N为3~10的正整数,每个热声单元两端体积流率的相位差为360°/N;每个热声单元由热声发动机和脉管制冷组成;本发明的制冷系统可以实现完全没有运动部件,其可靠性得到进一步提升;在声学共振环路系统中可实现纯行波相位,并且每个热声单元中从脉管制冷机流出的声功均被下一热声单元回收利用,可进一步提高系统工作效率;此外可根据所需要冷量情况串接不同数目的热声单元实现大冷量输出;本发明能够获得大冷量,高效率,长寿命,且系统结构简单,在需求大冷量的场合有着良好的运用前景。



1. 一种声学共振型热驱动行波热声制冷系统,其包括:

N 个弹性膜(11)和 N 个通过谐振管(10)首尾相连并形成环形回路的热声单元,其中 N 为 3 ~ 10 的正整数,每个热声单元两端体积流率的相位差为  $360^\circ / N$ ;

所述热声单元由依次串接的第一主室温端换热器(1)、第一回热器(2)、热端换热器(3)、第一热缓冲管(4)、第二主室温端换热器(5)、第二回热器(6)、冷端换热器(7)、第二热缓冲管(8)和第二次室温端换热器(9)组成;

所述依次串接的第一主室温端换热器(1)、第一回热器(2)、热端换热器(3)、第一热缓冲管(4)和第二主室温端换热器(5)构成一个热声发动机;

所述依次串接的第二主室温端换热器(5)、第二回热器(6)、冷端换热器(7)、第二热缓冲管(8)和第二次室温端换热器(9)构成一个脉管制冷机;

所述热声发动机与脉管制冷机共用一个第二主室温端换热器(5);

所述热声发动机与所述热声制冷机统称为热声转换部件;所述谐振管(10)为管径小于所述热声转换部件的空管段,所述谐振管(10)起到连接相邻两个热声转换部件的连接及相位调节作用;

对热端换热器(3)进行加热;通过水冷器对第一主室温端换热器(1)、第二主室温换热器(5)及第二次室温端换热器(9)进行冷却使分别维持在室温范围;

所述弹性膜(11)安装在环形回路中对所述热声发动机进行冷却的水冷器前的谐振管(10)上的任意位置处,以起到隔绝环形回路中的直流;当热端换热器(3)与第一主室温端换热器(1)之间的温度梯度达到临界温度后,整个声学共振型热驱动行波热声制冷系统起振;一个热声发动机的第一回热器(2)内部工作气体与回热器固体间发生热声效应,将输入热端换热器(3)的热量转化为声功,并沿着由第一主室温端换热器(1)至热端换热器(3)的温度梯度方向输出,同时向该热声单元的第一主室温换热器(1)放热,热量由冷却器中的冷却水带走;在每一脉管制冷机中,热声发动机产生的声功由第二主室温换热器(5)输入,同样在第二回热器(6)中发生热声转换,将冷端换热器(7)的热量泵送至第二主室温换热器(5)处输出,热量由冷却器中的冷却水带走,使得冷端换热器(7)温度降低以制冷;由第二次室温换热器(9)流出的声功在谐振管(10)中耗散,并对热声转换部件的相位进行调节,剩余的声功通过谐振管(10)进入下一热声单元中实现声功的回收;如此循环,以使声学共振型热驱动行波热声制冷系统正常制冷工作。

2. 按权利要求书 1 所述的声学共振型热驱动行波热声制冷系统,其特征在于,所述热声发动机与所述脉管制冷机的直径为谐振管(10)直径的 10 ~ 25 倍。

3. 按权利要求书 1 所述的声学共振型热驱动行波热声制冷系统,其特征在于,所述弹性膜(11)为非对称结构膜或者射流装置。

4. 按权利要求书 1 所述的声学共振型热驱动行波热声制冷系统,其特征在于,所述第二主室温端换热器(5)由二个室温端换热器组成;所述脉管制冷机连接在谐振管(10)的任意位置处。

5. 按权利要求书 1 所述的声学共振型热驱动行波热声制冷系统,其特征在于,所述声学共振型热驱动行波热声制冷系统中使用的工质为氦气、氢气,氮气或其混合。

6. 按权利要求书 1 所述的声学共振型热驱动行波热声制冷系统,其特征在于,对所述第一热端换热器(3)进行加热的热源为太阳能热源、高温工业废热热源或高温工业烟气热源。

## 一种声学共振型热驱动行波热声制冷系统

### 技术领域

[0001] 本发明涉及一种制冷系统,特别是涉及一种新型的声学共振型热驱动行波热声制冷系统。

### 背景技术

[0002] 随着高温超导的应用,超导变压器、超导发电机、超导电动机、超导电缆、限流器、超导储能等获得了快速的发展,这对低温制冷机制冷量的提高提出了进一步的要求。目前大功率脉管制冷机还存在一些尚未解决的问题,由于尺寸的增大,很容易导致气体流动和温度分布不均,功率很难进一步提高,目前还没有很好的解决方法。另一方面随着石油及煤炭资源的日益消耗及其对环境污染的日益加剧,增大天然气在一次能源中的比例成为我国优化能源结构的重要途径。与管道天然气相比,液化天然气 LNG 有利于远距离运输和存储,有利于边远天然气的回收,降低天然气的储存成本,有利于天然气应用中的调峰。传统的天然气液化流程主要有以下三种:复叠式液化流程、混合工质液化流程、带膨胀机的液化流程,无论哪一种液化流程都包含着许多复杂的过程,并且使用的工质本省就存在着对环境不友好的问题。

[0003] 行波热声发动机和脉管制冷机因其具有运行可靠、使用寿命长、潜在效率高等优点而受到人们的广泛关注,用行波热声发动机驱动脉管制冷机可实现系统完全无运动部件。热声能量的转换在很大程度上决定于压力波动与体积流率波动之间的相位差。体积流率可表示成与压力波动同相的行波分量和与压力波动相位相差  $90^\circ$  的驻波分量之和,纯驻波即压力波动与体积流率的相位差为  $90^\circ$  时是不能产生声功的,声功的产生靠行波分量,即压力波动与体积流率同相位的分量,因此使声场中行波分量尽量增大对提高热声机械转换效率具有积极的意义。

[0004] 1979 年美国的 Ceperley 首次提出了行波热声发动机的概念,但由于对热声转换机理理解的有限并且对降低行波热声发动机产生热功转换核心部件回热器阻抗没有提出有效降低的技术方案,因此并没有研制出可工作的行波热声发动机。

[0005] 1998 年,在行波热声发动机发展之初,日本的 Yazaki、Iwata 等人提出了环形管行波热声发动机,如图 1 所示,他们在实验中采用激光多普勒测速仪测量了工作气体振荡速度,并意识到由于发动机板叠处工作气体振荡速度较大,造成了严重的粘性损失,限制了行波热声发动机的效率,但是并没有提出妥善的解决方案。

[0006] 随后,美国的 Backhaus 和 Swift 等人提出的热声斯特林热机及一些类似结构的热声发动机,引入了谐振管结构,如图 2 所示,虽然在系统性能上有了很大的提高,但是谐振管部分基本仍是以驻波声场为主,热声发动机很大一部分声功在谐振管中耗散,并且谐振管的引入极大的降低了系统的功率密度。

[0007] 2010 年,荷兰的 Kees de Blok 提出了一种新型 4 阶行波热声发电机,其结构与 Yazaki 等人环形管行波热声发动机类似,但是增大了回热器的面积,如图 3 所示,使得工作气体振荡速度在回热器里有效降低,解决了 Yazaki 等人环形管行波热声发动机回热器中

粘性损失的问题。但是在热声发动机中并未加入热缓冲管结构,会造成冷热气体混合损失,产生极大的换热不可逆损失;并且在环路系统中并未加入薄膜等抑制环路直流的装置,环路中的直流会造成系统中气体的定向流动,使得气体换热与回热器、换热器的换热效果变差,极大的影响了热声性能。所以也这种结构也并未取得较好的结果。

[0008] 2012年,中科院理化所罗二仓课题组提出双作用流程,如图4所示,热声发动机或脉管制冷机与双作用直线电机首尾相连形成环路,系统能够回收声功,极大的提高了效率。但是双作用电机的引入增加了系统不一致性问题,当其中一个电机与其他电机有差异时,这种差异会在环路中被放大最终影响到系统的性能。

[0009] 本发明正是基于以上带谐振管的热声发动机、环路行波热声发动机、以及双作用热声发动机中存在的问题,提出了一种新型的设计,即解决了回热器处阻力过大以及谐振管体积过大的问题,又解决了 DeBlock 环路系统中出现的冷热损失、环路直流等问题,同时也解决了双作用系统中不一致性的问题。通过热声发动机驱动热声制冷机能够使得系统完全没有运动部件,进一步提高了可靠性,并且可根据冷量的需求串联多个热声单元实现大冷量输出,十分适合于应用在大冷量需求的场合,比如低温超导和天然气液化等场合。此外热声发动机热端可利用太阳能、工业废热或天然气燃烧废热等低品位能源作为其热源,极大的提高了能源利用率,在天然气液化方向有着良好的运用前景。

## 发明内容

[0010] 本发明的目的在于提供一种声学共振型热驱动行波热声制冷系统,利用热声发动机驱动脉管制冷机,实现系统完全无运动部件,可极大提高系统的可靠性;本发明优点在于系统环路中各个位置都可实现行波相位,提高系统工作效率;并且可根据冷量的需求串联多个热声单元实现天然气液化所需的大冷量输出;环路声学共振制冷系统除了具有灵活便利的优势,更兼有结构简单,运行可靠,潜在效率高,工质环保等优点,在大冷量需求场合有着良好的应用前景。

[0011] 本发明的技术方案如下:

[0012] 本发明提供的声学共振型热驱动行波热声制冷系统,其包括:

[0013] N个弹性膜和N个通过谐振管10首尾相连并形成环形回路的热声单元,其中N为3~10的正整数,每个热声单元两端体积流率的相位差为 $360^\circ/N$ ;

[0014] 所述热声单元由依次串接的第一主室温端换热器1、第一回热器2、热端换热器3、第一热缓冲管4、第二主室温端换热器5、第二回热器6、冷端换热器7、第二热缓冲管8和第二次室温端换热器9组成;

[0015] 所述依次串接的第一主室温端换热器1、第一回热器2、热端换热器3、第一热缓冲管4和第二主室温端换热器5构成一个热声发动机;

[0016] 所述依次串接的第二主室温端换热器5、第二回热器6、冷端换热器7、第二热缓冲管8和第二次室温端换热器9构成一个脉管制冷机;

[0017] 所述热声发动机与脉管制冷机共用一个第二主室温端换热器5;

[0018] 所述热声发动机与所述热声制冷机统称为热声转换部件;所述谐振管10为管径小于所述热声装换部件的空管段,所述谐振管10起到连接相邻两个热声转换部件的连接及相位调节作用;

[0019] 对热端换热器 3 进行加热 ;通过水冷器对第一主室温端换热器 1、第二主室温换热器 5 及第二次室温端换热器 9 进行冷却使分别维持在室温范围 ;

[0020] 所述弹性膜安装在环形回路中对所述热声发动机进行冷却的水冷器前的谐振管 10 上的任意位置处,以起到隔绝环形回路中的直流 ;当热端换热器 3 与第一主室温端换热器 1 之间的温度梯度达到临界温度后,整个声学共振型热驱动行波热声制冷系统起振 ;每个热声发动机的第一回热器 2 内部工作气体与回热器固体间发生热声效应,将输入热端换热器 3 的热量转化为声功,并沿着由第一主室温端换热器 1 至热端换热器 3 的温度梯度方向输出,同时向该热声单元的第一主室温换热器 1 放热,热量由冷却器中的冷却水带走 ;在每一脉管制冷机中,热声发动机产生的声功由第二主室温换热器 5 输入,同样在第二回热器 6 中发生热声转换,将冷端换热器 7 的热量泵送至第二主室温换热器 5 处输出,热量由冷却器中的冷却水带走,使得冷端换热器 7 温度降低以制冷 ;由第二次室温换热器 9 流出的声功在谐振管 10 中耗散,并对热声转换部件的相位进行调节,剩余的声功通过谐振管 10 进入下一热声单元中实现声功的回收 ;如此循环以进一步提高声学共振型热驱动行波热声制冷系统工作效率。

[0021] 所述热声发动机与所述脉管制冷机的直径为谐振管 10 直径的 10 ~ 25 倍。

[0022] 所述弹性膜 11 为非对称结构膜或者射流装置。

[0023] 所述第二主室温端换热器 5 由二个室温端换热器组成 ;所述脉管制冷机连接在谐振管 10 的任意位置处。

[0024] 所述声学共振型热驱动行波热声制冷系统中使用的工质为氦气、氢气,氮气或其混合。

[0025] 对所述第一热端换热器 3 进行加热的热源为太阳能热源、高温工业废热热源或高温工业烟气热源。

[0026] 本发明由于在热声发动机中加入第一热缓冲管以及在脉管制冷机中加入第二热缓冲管结构,建立一定的温度梯度,使得发动机热端换热器的高温和脉管制冷机冷端换热器的低温平缓过度到室温,这样可以十分有效的减少高温端换热器和低温端换热器直接和谐振管相连时造成冷热气体混合而产生的不可逆换热损失。

[0027] 热声发动机与脉管制冷机直径为谐振管 10 直径的 10 ~ 25 倍,这样可以十分有效的降低气体在回热器中的流速,进而降低气体在回热器中的阻力损失,同时可以使得气体与回热器内填充物更加充分的换热,以达到更好的热声热声转换特性。

[0028] 弹性膜为非对称结构膜或者射流装置 ;由于本发明的系统中加入了弹性模,可以抑制环路直流,因为系统由所述热声单元首尾相互连接形成环路,会在环路中形成直流,使得气体在回热器和换热器处的换热性能降低,增加弹性模后能够有效的抑制直流,极大的提高系统热声性能和系统压比。

[0029] 第二主室温端换热器 5 还可由二个室温端换热器组成 ;所述脉管制冷机连接在谐振管 10 的任意位置处 ;脉管制冷机与热声发动机不仅可共用一个第二主室温换热器 5,还可以采用两个室温换热器分别进行换热,而将脉管制冷机接在谐振管的任意位置 ;因为声功在环路中传递,可以在谐振管的任意位置对外输出,这样就可以根据冷量需求的位置进行更为合理的布置 ;但是因为声功会在谐振管 10 内耗散,脉管制冷机装配距离热声发动机过远会造成声功的损耗,导致进入脉管制冷机的声功减少,所以优先选择的还是与发动机

共用一个室温换热器的紧凑型结构。

[0030] 本发明的声学共振型热驱动行波热声制冷系统中使用的工质为氦气、氢气, 氮气或其混合; 因为氦气资源较为稀缺, 在大规模应用后能够用更加廉价方便制取的工质去替代。

[0031] 对所述第一热端换热器 3 进行加热的热源为太阳能热源、高温工业废热热源或高温工业烟气热源, 能够极大的节约能源并且提高能源利用率。

[0032] 本发明的主要创新点在于: 利用环路声学共振原理实现热声发动机驱动脉管制冷机, 与传统脉管制冷机相比, 完全消除了运动部件; 本发明的优点在于系统环路中各个位置都可实现行波相位, 提高了系统的工作效率, 并且可以根据冷量的需求串联多个热声单元实现天然气液化所需的大冷量输出; 此外热声发动机热端可利用太阳能、工业废热或天然气燃烧废热等低品位能源作为其热源, 极大的提高了能源利用率, 在天然气的应用方面有着良好的运用前景。

### 附图说明

[0033] 图 1 为 Yazaki 等人提出的环形行波热声发动机结构示意图;

[0034] 图 2 为 Swift 等人提出的带谐振管的环形行波热声发动机结构示意图;

[0035] 图 3 为 DeBlock 等人提出的环路行波热声发动机结构示意图;

[0036] 图 4 为罗二仓等人提出的双作用热声发动机系统结构示意图;

[0037] 图 5 为本发明的环路声学共振制冷系统(实施例 1)结构示意图;

[0038] 图 6 为本发明的环路声学共振制冷系统(实施例 2)结构示意图;

[0039] 图 7 为本发明的环路声学共振制冷系统(实施例 3)结构示意图;

### 具体实施方式

[0040] 下面通过具体实施例并结合附图对本发明做进一步详细描述。

[0041] 本发明取消了传统脉管制冷机惯性管和气库等调相机构, 对制冷机次室温换流流出的声功进行了回收, 同时也解决了双作用制冷系统中由于引入电机增加的不一致性问题; 并且由热声发动机驱动脉管制冷机实现了系统完全无运动部件, 进一步提高了系统的可靠性; 采用谐振管的声学共振系统中各处均为行波相位, 有利于系统效率的提升; 本发明的系统还能够根据冷量需求同时串联多个热声单元, 实现更大总制冷量的输出; 热声发动机的热端还可以利用太阳能、工业废热或天然气燃烧废热等低品位能源作为其热源, 极大的提高了能源利用率。环路声学共振制冷系统能够提供大制冷量、高效率和高稳定性, 在天然气的应用方面有着良好的运用前景。

[0042] 实施例 1:

[0043] 图 5 为本发明的一种声学共振型热驱动行波热声制冷系统(实施例 1)结构示意图; 如图 5 所示, 依次串接的热声发动机与脉管制冷机以及相应的谐振管构成系统的一个热声单元, 本实施例 1 的环路声学共振制冷系统由 3 个这样的热声单元首尾相连而成, 每个热声单元首尾两端的体积流率相位差为  $120^\circ$

[0044] 每一热声单元均由依次串接的第一主室温端换热器 1、第一回热器 2、热端换热器 3、第一热缓冲管 4、第二主室温端换热器 5、第二回热器 6、冷端换热器 7、第二热缓冲管

8、第二次室温端换热器 9 以及谐振管 10 组成；

[0045] 依次串接的第一主室温端换热器 1、第一回热器 2、热端换热器 3、第一热缓冲管 4 和第二主室温端换热器 5 构成一个热声发动机；依次串接的第二主室温端换热器 5、第二回热器 6、冷端换热器 7、第二热缓冲管 8 和第二次室温端换热器 9 构成一个热声制冷机；热声发动机与热声制冷机共用一个第二主室温端换热器 5；热声发动机与热声制冷机统称为热声转换部件；谐振管 10 为管径小于热声装换部件的空管段，即起到连接管的作用，连接相邻两个热声转换部件，又能起到耗散声功相位调节的作用；

[0046] 本实施例 1 中，每个热声单元首尾两端的体积流率相位差为  $120^\circ$ ；对热端换热器 3 加热，通过水冷器对第一主室温端换热器 1、第二主室温换热器 5 以及第二次室温端换热器 9 进行冷却以使其维持在室温范围；当热端换热器 3 与第一主室温端换热器 1 之间的温度梯度达到临界温度后，整个系统起振；第一回热器 2 内部工作气体与回热器固体间发生热声效应，将输入热端换热器 3 的热量转化为声功，沿温度梯度方向输出，即沿着图 5 中标号 1 至标号 3 的方向输出，同时向第一主室温端换热器 1 放热；在脉管制冷机中，热声发动机产生的声功由第二主室温端换热器 5 输入，同样在第二回热器 6 中发生热声转换，将冷端换热器 7 的热量泵送至第二主室温端换热器 5 处输出，使得冷端换热器 7 温度降低实现制冷效应；由第二次室温换热器 9 流出的声功在谐振管 10 中耗散，并进行相位的调节，剩余的声功通过谐振管 10 的连接进入下一热声单元中实现声功的回收，这样能够进一步提高系统工作效率，然后重复上一循环。

[0047] 实施例 2：

[0048] 图 6 为本发明的一种环路声学共振制冷系统(实施例 2)结构示意图。如图 6 所示，依次串接的热声发动机与脉管制冷机以及相应的谐振管构成系统的一个热声单元，本实施例 2 的环路声学共振制冷系统由 4 个这样的热声单元首尾相连而成。

[0049] 本实施例 2 中，每个热声单元首尾两端的体积流率相位差为  $90^\circ$ 。将热端换热器 3 加热，第一主室温端换热器 1、第二主室温换热器 5 以及第二次室温端换热器 9 都通入冷却水维持在室温范围，当热端换热器 3 与第一主室温端换热器 1 之间的温度梯度达到临界温度后，系统起震；第一回热器 2 内部工作气体与回热器固体间发生热声效应，将输入热端换热器的热量转化为声功，沿温度梯度方向输出，即沿着 1-3 的方向输出，同时向第一主室温换热器放热。在脉管制冷机中，热声发动机产生的声功由第二主室温换热器 5 输入，同样在第二回热器 6 中发生热声转换，将冷端换热器 7 的热量泵送至第二主室温换热器 5 处输出，使得冷端换热器 7 温度降低实现制冷效应。由第二次室温换热器 9 流出的声功在谐振管 10 中耗散，并进行相位的调节，剩余的声功通过谐振管 10 的连接进入下一热声单元中实现声功的回收，这样能够进一步提高系统工作效率，然后重复上一循环。

[0050] 实施例 3：

[0051] 图 7 为本发明的一种环路声学共振制冷系统(实施例 3)结构示意图。如图 7 所示，依次串接的热声发动机与脉管制冷机以及相应的谐振管构成系统的一个热声单元，本实施例 3 的环路声学共振制冷系统由 6 个这样的热声单元首尾相连而成。

[0052] 本实施例 3 中，每个热声单元首尾两端的体积流率相位差为  $60^\circ$ 。将热端换热器 3 加热，第一主室温端换热器 1、第二主室温换热器 5 以及第二次室温端换热器 9 都通入冷却水维持在室温范围，当热端换热器 3 与第一主室温端换热器 1 之间的温度梯度达到临界

温度后,系统起震。第一回热器 2 内部工作气体与回热器固体间发生热声效应,将输入热端换热器的热量转化为声功,沿温度梯度方向输出,即沿着 1-3 的方向输出,同时向第一主室温换热器放热。在脉管制冷机中,热声发动机产生的声功由第二主室温换热器 5 输入,同样在第二回热器 6 中发生热声转换,将冷端换热器 7 的热量泵送至第二主室温换热器 5 处输出,使得冷端换热器 7 温度降低实现制冷效应。由第二次室温换热器 9 流出的声功在谐振管 10 中耗散,并进行相位的调节,剩余的声功通过谐振管 10 的连接进入下一热声单元中实现声功的回收,这样能够进一步提高系统工作效率,然后重复上一循环。



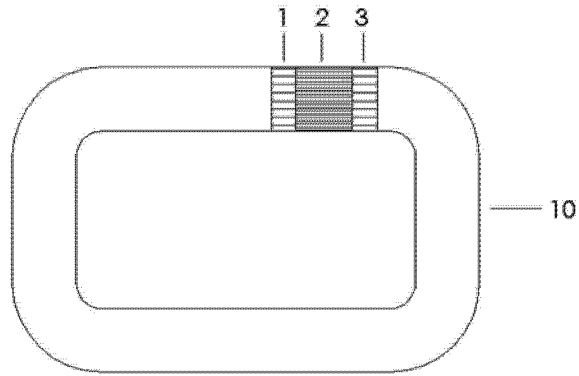


图 1

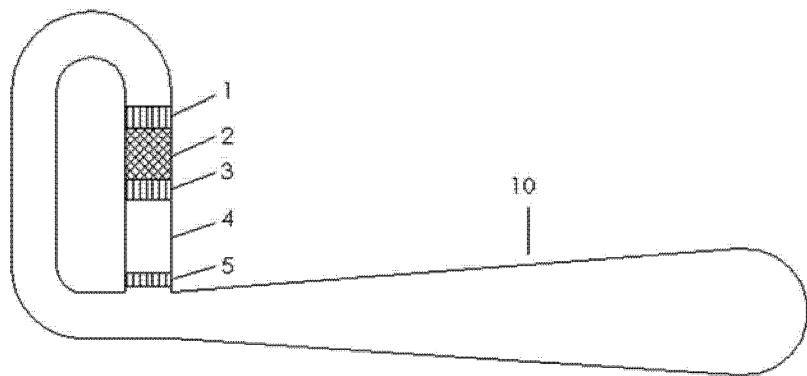


图 2

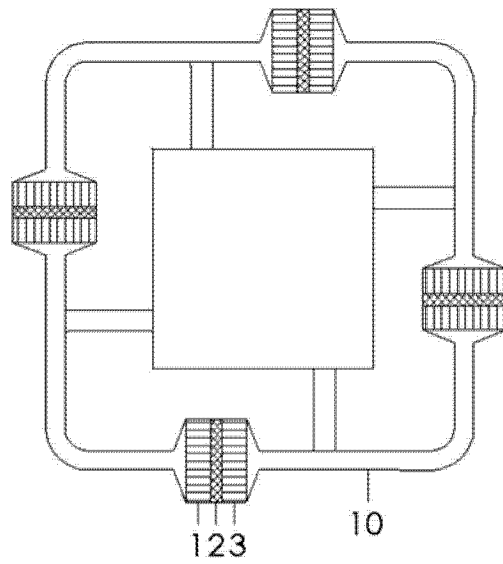


图 3

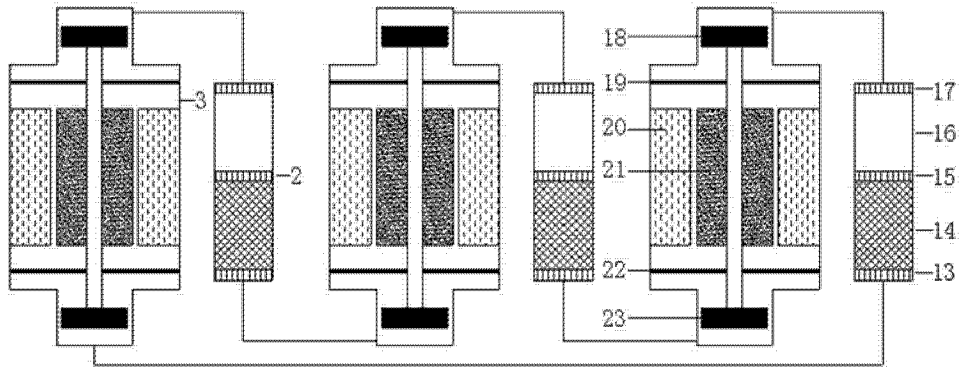


图 4

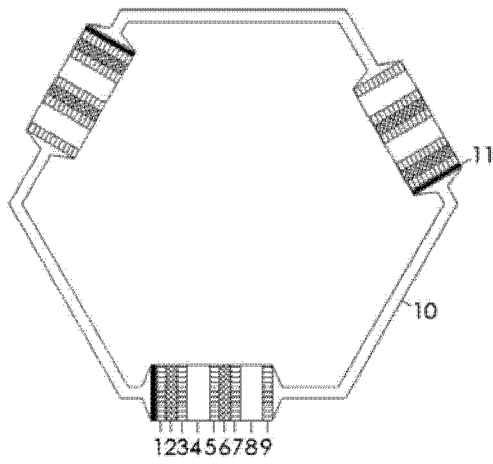


图 5

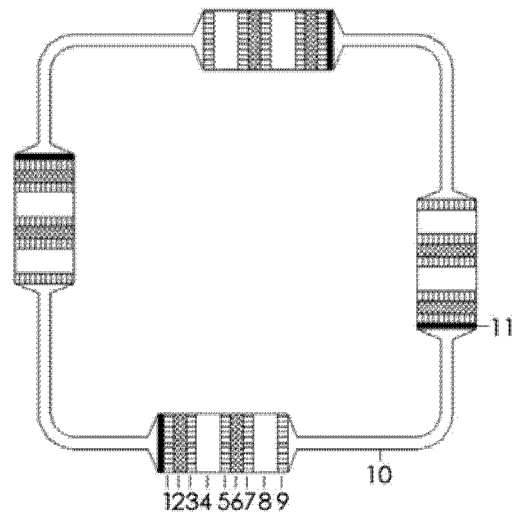


图 6

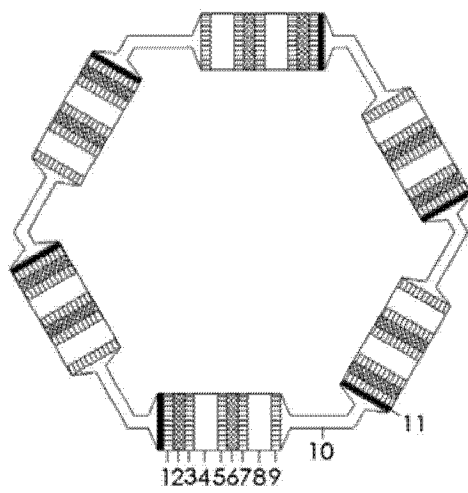


图 7