



[12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 200310105835.5

[43] 公开日 2004年9月15日

[11] 公开号 CN 1529113A

[22] 申请日 2003.10.17

[21] 申请号 200310105835.5

[71] 申请人 西安交通大学

地址 710049 陕西省西安市咸宁西路28号

[72] 发明人 王秋旺 贺群武 罗来勤 曾敏

钟文凯 杨小明

[74] 专利代理机构 西安通大专利代理有限责任公司

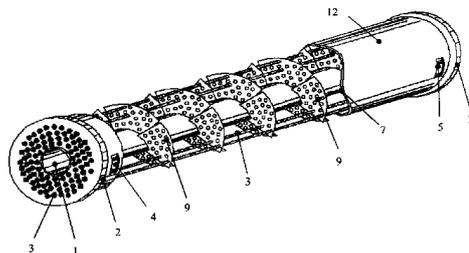
代理人 陈翠兰

权利要求书2页 说明书9页 附图5页

[54] 发明名称 一种管壳式换热器

[57] 摘要

本发明涉及一种管壳式换热器，主要应用于气体压缩机中间冷却器。包括一个壳体，位于壳体中心的中心气体通道，分别位于壳体两端的两个挡板，一束平行固定于两个挡板之间的内翅片管束，位于壳侧的冷却水入口和冷却水出口，若干位于内翅片管束和外壳之间的螺旋形折流板，翅片管两端固定于两块挡板之间，中心气体通道与前后两个挡板以及壳侧外壳共轴，其中，每个内翅片管包括外管，堵塞的芯管和内翅片，内翅片管中的内翅片采用弯曲形状翅片。本发明所采用螺旋形折流板和内翅片管采用锯齿形翅片或者螺旋形翅片的结构方式，可以使得换热器更加紧凑，换热效率更高，而且壳侧结垢少，使用寿命增加。



1、一种管壳式换热器，该换热器包括一个壳体（7），位于壳体（7）中心的中心气体通道（1），分别位于壳体（7）两端的两个挡板（2，2），一束平行固定于两个挡板（2，2）之间的内翅片管束（3），以及位于壳侧的冷却水入口（4）和冷却水出口（5），若干位于内翅片管束（3）和外壳（7）之间的折流板（6），内翅片管束（3）两端固定于两块挡板（2，2）之间，中心气体通道（1）与前后两个挡板（2，2）以及壳体（7）共轴，其特征在于，每个内翅片管束（3）包括外管（8）和芯管（10），以及位于外管（8）和芯管（10）之间的内翅片（11），外管（8）和芯管（10）同轴，芯管（10）在气体入口的一端被堵塞，内翅片（11）采用弯曲状翅片。

2、根据权利要求1所述的管壳式换热器，其特征在于，所述内翅片（11）是锯齿状内翅片。

3、根据权利要求1所述的管壳式换热器，其特征在于，所述内翅片（11）是波纹状翅片。

4、根据权利要求1或2所述的管壳式换热器，其特征在于，所述的锯齿状翅片是由平直翅片切成若干短小片段，相互错开一定的间隔而形成的间断式翅片。

5、根据权利要求2或3所述的管壳式换热器，其特征在于，所述内翅片（11）上开有小孔。

6、根据权利要求2或3所述的管壳式换热器，其特征在于，所述内翅片（11）连接在内翅片管外管（8）和芯管（10）上。

7、根据权利要求1所述的管壳式换热器，其特征在于，所述折流板（6）

采用螺旋形折流板。

8、根据权利要求1或7所述的管壳式换热器，其特征在于，螺旋形折流板是将整个平片折流板(6)分成多块折流片(9)，折流片(9)与内翅片管束(3)布置成倾斜角度，折流片(9)两两首尾相接，这些倾斜的折流片(9)近似形成螺旋面，流体在平片的引导下绕中心气体通道(1)呈螺旋流动。

9、根据权利要求8所述的管壳式换热器，其中所述折流片(9)的倾斜角度为 $5^{\circ} - 50^{\circ}$ 。

一种管壳式换热器

一、技术领域

本发明涉及一种换热器，更具体地说，涉及为提高换热效率而分别改变换热器内外侧流体流动方式的一种紧凑式管壳式换热器。本发明的换热器主要应用于气体压缩机中间冷却器。

二、背景技术

现有技术的换热器包括一个中心气体通道，前后两个挡板，固定于挡板之间的内翅片管束，以及冷却水入口，冷却水出口和一系列折流板。挡板上分布有许多圆孔，内翅片管两端经过收缩后固定于两块挡板之间。其中，气体自环境或者上一级压缩机从中心气体通道流进中冷器，从中心气体通道的另一端流出进入压缩机叶轮。气体被压缩后穿过挡板分别流进各个内翅片管中，在内翅片管内被冷却，从另外一端的挡板流出，然后进入下一级的压缩机或者被输入到加工车间。冷却水从冷却水入口进入换热器，由折流板引导，来回横向冲刷并冷却内翅片管，最后冷却水从换热器壳侧出口流出。

换热器中有一系列起着改变流体流动方向和支撑管子作用的折流板，现有技术采用的折流板为弓形折流板，它可以使壳侧流动成为弯曲的“之”字形流动，这样使得流体能垂直冲刷管束。

单根内翅片管包含外管、堵塞的芯管和内翅片。内翅片在流动方向间或有小的突起，气体在内外管和内翅片组成的狭小空间内流动。

但是上述的换热器存在下列的问题：

为了使换热器气体出口温度降到一定程度并达到一定的换热效率，单根内翅片管的直径通常很小，例如 25mm，而且将中心芯管堵塞，因此，流通截面很小。但是通常换热器需要冷却的气体流量很大，而且中心气体通道的直径不能过小，因此换热管布置非常紧密。例如直径 1m 的换热器，中心气体通道的直径约 0.3 米，当气体流量为 $800\text{m}^3/\text{min}$ 时，换热器必须布置约 750 根换热管，换热管之间间距大约仅有 2-3mm 左右。如此小的间距不仅需要提供高压冷却水，而且使得换热器壳侧易于结垢堵塞。事实上，壳侧的堵塞状况是决定现有技术的换热器使用寿命的重要因素。

另外，现有技术换热器采用弓形折流板换热器，虽然在一定程度上提高了换热效率，但是流体在接近壳体壁面处的突然转向使能量损耗迅速增大，造成壳侧的沿程压降增加。同时，由于折流板与壳体之间的旁流和换热管与折流板之间的漏流及死区的存在，其壳侧流动换热特性的不足十分明显。

对于内翅片管内气体的流动，气体进入管内后，在内外管壁和内翅片形成的狭小空间流动，沿着流动方向气体不能再与临近通道交换气体，气体边界层很快形成并达到充分发展，阻碍了气体的换热。当换热器所要求换热量一定时，就必然需要增加换热管的长度，从而增加了换热器整体的体积。

三、发明内容

本发明的目的是提供一种使内外流体均能按照更加合理形式流动的换热器结构，从而使换热器结构更加紧凑，并提高换热器使用寿命。

为了实现上述目的，本发明提供一种管壳式换热器，该换热器包括一个壳体，位于壳体中心的中心气体通道，分别位于壳体两端的两个挡板，一束平行固定于两个挡板之间的内翅片管束，位于壳侧的冷却水入口和冷却水出口，若

于位于内翅片管束和外壳之间的螺旋形折流板，翅片管两端固定于两块挡板之间，中心气体通道与前后两个挡板以及壳侧外壳共轴，其中，每个内翅片管包括外管，堵塞的芯管和内翅片，内翅片管中的内翅片采用弯曲形状翅片。

采用这种螺旋形折流板使得流体在壳程产生螺旋流动，螺旋流动会产生作用在流体上的离心力，在离心力的作用下流体周期地改变速度方向，从而加强了流体的纵向混和。螺旋流产生的二次流动强烈冲刷管束，既可增强换热，又有不易结垢的优势。由于流体在壳侧的流动方向变化是连续的，不存在突然转向的流动，可以使得流动压降减小到最低限度。另外，由于这种换热器中心存在一个中心气体通道，因此，较常规螺旋折流板更加容易固定和加工，只要布置合理，可以完全不存在流动的死区。特别是该结构还可以减少常规螺旋折流板中的部分流体从壳侧入口不经过折流板导流而直接流出换热器的情况，即所谓的“短路”现象。

本发明所采用螺旋形折流板和内翅片管采用锯齿形翅片或者螺旋形翅片的结构方式，可以使得换热器更加紧凑，换热效率更高，而且壳侧结垢少，使用寿命增加。

四、附图说明

图1(a)是本发明管壳式换热器的结构示意图；

图1(b)是本发明管壳式换热器所采用的锯齿状内翅片管结构示意图；

图2是管壳式换热器所采用的一种折流板结构及其流动示意图；

图3是图2所示折流片的结构计算示意图；

图4是管壳式换热器所采用的另一种内翅片管的结构示意图。

五、具体实施方式

附图为本发明的具体实施例。

下面结合附图对本发明的具体实施例进行详细描述。本发明的其他目的和优点也可在其中得以体现。

参照图 1 所示，图 1 (a) 中，该管壳式换热器包括：一个壳体 7，位于壳体 7 中心的中心气体通道 1，分别位于壳体 7 两端的两个挡板 2，一束平行固定于两个挡板 2 之间的内翅片管束 3，以及位于壳侧的冷却水入口 4 和冷却水出口 5，若干位于内翅片管束 3 和外壳 7 之间的折流片 9，折流片两两首尾相接，形成近似的螺旋面。内翅片管束 3 两端固定于两块挡板 2 之间，中心气体通道 1 与前后两个挡板 2 以及壳体 7 共轴，内翅片管包括：外管 8，堵塞的芯管 10 和内翅片 11。外管 8 为中空圆管，外管 8 穿过折流片 9，其两端加热收缩后穿过换热器两端的挡板 2 并固定在挡板 2 上。芯管 10 与外管 8 同轴，芯管 10 一般为中空的圆管，为了阻止气体从芯管 10 内通过，其在气体入口的一端被堵塞，这样促使气体在芯管 10 的外壁和外管 8 的内壁之间流动，从而强化换热。芯管 10 通过内翅片 11 的支撑，固定于外管 8 内。内翅片 11 分布于芯管 10 外壁和外管 8 内壁面之间，通过焊接与芯管 10 和外管 8 固定在一起。内翅片 11 采用锯齿状翅片，内翅片 11 是将薄的金属片冲压成平直翅片，然后将平直翅片切成很多小段，在流动方向相互之间再错开一定的角度而成的。其材料一般采用高导热系数且易于加工的金属，如铜或铝等。

在该管壳式换热器中，该弯曲状翅片是锯齿状内翅片。

在该管壳式换热器中，该锯齿状翅片是由平直翅片切成许多短小片段，相互错开一定的间隔而形成的间断式翅片。

这种锯齿状内翅片能有效地对气体进行扰动，促进流体形成湍流，破坏边

界层，从而有效的提高换热效率。实践表明，在压力损失相同的条件下，它的传热系数要比平直翅片高 30%以上。由于这种翅片管换热效率高，对于一定的换热量，其所要求的翅片管管径就可相对减小，换热器可进一步紧凑，同时，可以为壳侧提供更大的流动空间，这样能有效降低壳侧结垢堵塞，大大提高换热器的使用寿命。

另一方面，在该管壳式换热器中，该弯曲内翅片也可以是波纹状翅片。

另外，该管壳式换热器中的该内翅片 11 上可以有许多小孔。内翅片 11 可以焊接在外管内壁和芯管 10 的外壁之间。

另外，该管壳式换热器中的该折流板 6 可以采用螺旋形折流板。该螺旋形折流板是将整个平片折流板 6 分成多块折流片 9，折流片 9 与内翅片管束 3 布置成倾斜角度，折流片 9 两两首尾相接。这些倾斜的折流片 9 近似形成螺旋面，流体在折流片 9 的引导下绕中心气体通道 1 呈螺旋流动。折流片 9 的倾斜角度为 $5^{\circ} - 50^{\circ}$ 。

换热器的工作流程：气体自环境或者上一级压缩机从中心通道 1 流进中冷器，从中心通道 1 的另一端流出进入压缩机叶轮。气体被压缩后穿过挡板 2 分别流进各个内翅片管束 3 中，在内翅片管束 3 内被冷却，从另外一端的挡板 2 流出，然后进入下一级的压缩机或者被输入到加工车间。冷却水从冷却水入口 4 进入换热器壳侧，在折流片 9 和壳侧外壳 7 的引导下，绕着中心通道 1 呈螺旋流动，冲刷并冷却内翅片管束 3，最后冷却水从换热器冷却水出口 5 流出。

参照图 1(b)中，内翅片管 3 包括：外管 8，堵塞的芯管 10 和内翅片 11。外管 8 为中空圆管，外管 8 穿过折流片 9，其两端加热收缩后穿过换热器两端的挡板 2 并固定在挡板 2 上。芯管 10 与外管 8 同轴，芯管 10 一般为中空的圆管，

为了阻止气体从芯管 10 内通过，其在气体入口的一端被堵塞，这样促使气体在芯管 10 的外壁和外管 8 的内壁之间流动，从而强化换热。芯管 10 通过内翅片 11 的支撑，固定于外管 8 内。内翅片 11 分布于堵塞芯管 10 外壁与外管 8 内壁面之间，通过焊接与芯管 10 和外管 8 固定在一起。内翅片 11 采用锯齿状翅片，内翅片 11 是将薄的金属片冲压成平直翅片，然后将平直翅片切成很多小段，在流动方向相互之间再错开一定的角度而成的。其材料一般采用高导热系数且易于加工的金属，如铜或铝等。

工作时，冷却水在外管 8 外壁面冲刷管壁，气体在外管 8、堵塞芯管 10 以及内翅片 11 所围成的空间流动，内翅片 11 在流动方向被分成很多小段，相互之间错开一定的角度，流体从一段进入另外一段时被重新分配到各个流道内，流体剧烈扰动从而增强了换热。

参照图 2 所示，螺旋形折流板是由折流片 9 两两首尾相接，并与中心气体通道 1 倾斜成一定角度而成，一个圆周布置 4 个折流片，倾角 20° ，使得流体绕中心气体通道 1 呈螺旋流动。

参照图 3 所示，给出了一块扇形折流片的设计方法，为叙述方便，定义：折流片 9 外周基圆直径，即换热器外壳 7 的内径为 D_1 ；折流板平面的法线方向与轴线的夹角为螺旋角 β 。螺旋角 β 可取值范围约为 $5^\circ < \beta < 50^\circ$ ，轴线方向相邻两块折流片之间的距离为螺距 H_s ，螺旋角 β 的大小决定了螺旋折流板的螺距 H_s 。 D_1 和 β 的大小影响壳侧流道流动截面积（即流速的大小），以及壳侧流动旋转流场的速度梯度，进而影响流动阻力及传热性能。设一个螺距的螺旋折流板由 M 个折流片 9 两两相连接成螺旋面，当 $M=1$ 时，一个螺距的螺旋面由一整块螺旋面组成；当 $M=2$ 时，一个螺距的螺旋面由 2 块半椭圆形折流片搭接而成，如此

类推。M 越大，折流片数越多，所组成的螺旋面越接近严格的螺旋形曲面，但同时也增加了加工制造和组装的难度。折流片 9 与折流片 9 之间的搭接方式可以是折流片 9 外围点接触连续搭接和折流板交叉点接触的交错搭接，分别称之为连续螺旋和交错螺旋。图 3 所示螺旋形折流板 M 为 4，即一个螺距内的螺旋面由 4 块扇形折流片 9 组成，其搭接方式为交错搭接，此时，螺距 H_s 与基圆之间 D_1 和螺旋角 β 之间的关系为： $H_s = (\pi D_1 \text{tg} \beta) / 2$ 。

折流片 9 由椭圆面切制而成，其在底面上的投影为直径 D_1 的基圆，AC 为椭圆的长轴，基圆直径 D_1 为椭圆的短轴。由直角三角形 ABC 计算出椭圆长轴 AC 具体尺寸如下：

$$\text{长轴: } b = D_1 \sqrt{1 + \left(\frac{\pi}{4} \text{tg} \beta\right)^2}$$

$$\text{短轴: } a = D_1$$

每块折流板由 GMNH 扇形平面制成，扇形圆心角 $\angle \text{MON}$ ，这里取 90° 。

通过以上计算得出的角度与螺旋折流板倾斜角度 $5^\circ - 50^\circ$ 相吻合。

如需要冷却的气体质量流量为 16kg/s ，压力为 200kPa ，当采用现有技术的换热器，如果翅片管直径为 25mm ，长度约为 0.6m ，则换热器内需布置约 750 根内翅片管，壳侧压损约为 0.84kg/cm^2 ，所需冷却水量约为 $3\text{m}^3/\text{min}$ 。

参照图 4 所示，其内翅片管采用的是波纹状翅片。波纹翅片是将薄的金属片冲压或者滚轧成一定的波形，形成弯曲流道，使得流体在其中不断改变流动方向，以促进流体的扰动。单根波纹状内翅片管由外管 8 和堵塞的芯管 10，以及波纹状翅片 11。内翅片 11 与外管 8 和堵塞的芯管 10 之间固定在一起。

气体进入芯管 10 和外管 8 所围成的空间，在波纹状翅片 11 的引导下，在流动方向不断改变流动方向，从而扰动大大增强，边界层被周期性分离或者破

坏，从而换热大大增强。

下面是本发明的实施例。

气体侧采用锯齿状内翅片管而管外仍采用现有技术的弓形折流板。气体从中心通道 1 进入换热器，被压缩后，从换热器一端挡板 2 进入内翅片管束 3，本实施例内翅片管采用图 1(b)所示翅片结构，内翅片在流动方向被分成很多小段，相互之间再错开一定角度，气体从翅片与壁面形成的小空间流出后，由于翅片间的交错，气体被再次分配到各个小的流动空间，从而被剧烈扰动，大大增强换热。

当冷却气体流量为 16kg/s，采用现有技术内翅片管的管径大约为 25mm，整个换热器内需布置约 750 根换热管。而采用本发明后，由于单根换热管换热性能大大提高，在相同质量流量下，当不减少整体换热管根数和换热器壳体外径时，换热管直径仅需 20mm 即可达到换热要求，这样，壳侧管间空隙就有 5mm，既可提高壳侧换热效率，亦可防止结垢，提高换热器使用寿命。

本发明的另一实施例：

管侧采用图 1 (b) 所示锯齿状翅片，壳侧采用一种图 2 所示的螺旋形折流板。一个圆周布置 4 个折流片，倾角 20°，内翅片管的管径可以减小到 20mm，其长度仅需 0.5m，整个换热器内仍然布置相同数目换热管，则整个换热器可以减小约 10% 的体积。由于采用螺旋折流板，在保持压损不变时，壳侧换热系数可以提高约 20%；如果保持壳侧换热系数不变，则壳侧压损可以降低到 0.6kg/cm²。由于换热管间距增加，水侧结垢明显减小，可大大增加换热器使用寿命。

本发明的又一实施例：

其内翅片管束 3 的内翅片 11 仍然采用现有技术中的内翅片形式，而管外采用本发明的螺旋形折流板。由于采用了螺旋形折流板，两两首尾相接的折流片 9 均与中心气体通道 1 倾斜，使得流体绕中心气体通道 1 呈螺旋流动，这样，能有效减小壳侧压力损失，提高换热系数，在要求的换热量不变时换热器可以更加紧凑，同时，螺旋流动能有效防止壳侧结垢，提高换热器的使用寿命。由于本发明的换热器中有常规螺旋折流板换热器所没有的中心气体通道 1，它既能使得螺旋折流片焊接更加牢靠，也能基本大大减少常规螺旋型折流板换热器中的“短路”和流动“死区”现象，大大提高换热器换热性能，从而减小换热器体积，使得结构更加紧凑。

其内翅片也可采用波纹状翅片，也为本发明的实施例。波纹翅片是将薄的金属片冲压或者滚轧成一定的波形，形成弯曲流道，使得流体在其中不断改变流动方向，以促进流体的扰动。单根波纹状内翅片管由外管 8 和堵塞的芯管 10，以及波纹状翅片 11。内翅片 11 与外管 8 和堵塞的芯管 10 之间固定在一起。

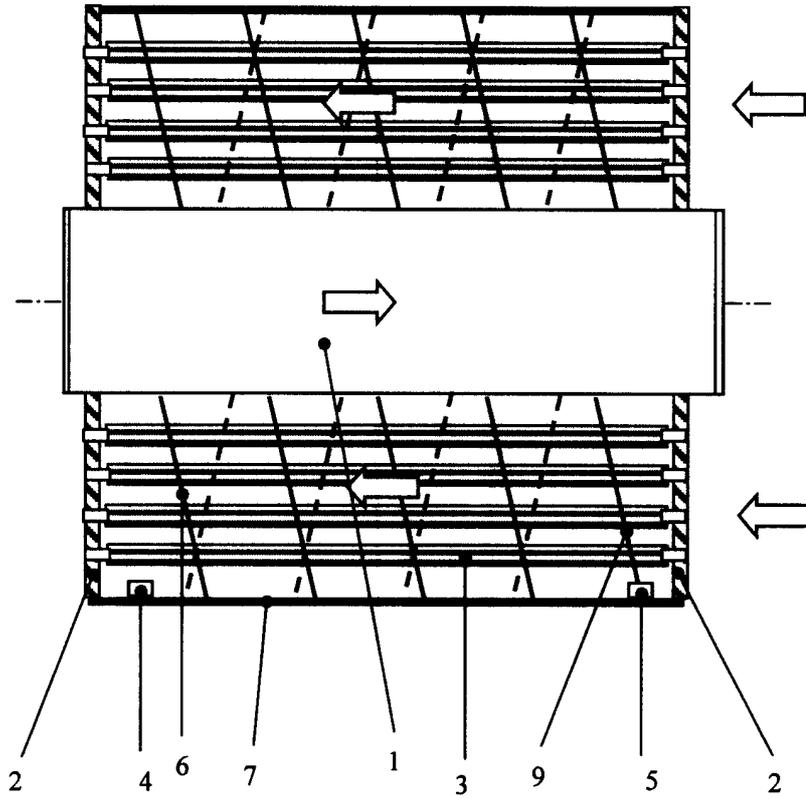


图 1(a)

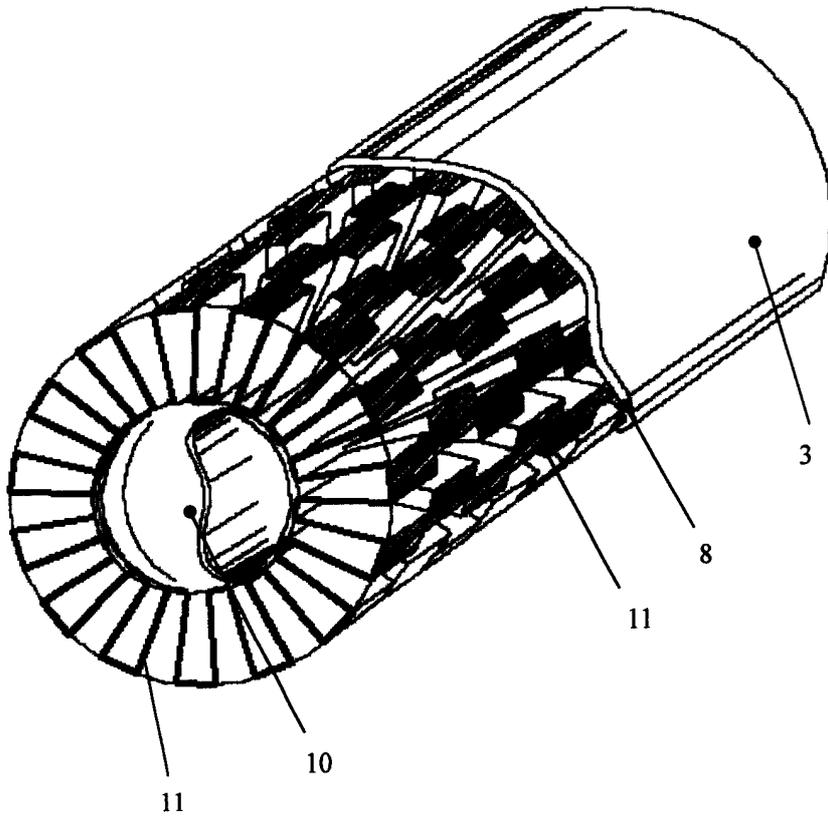


图 1(b)

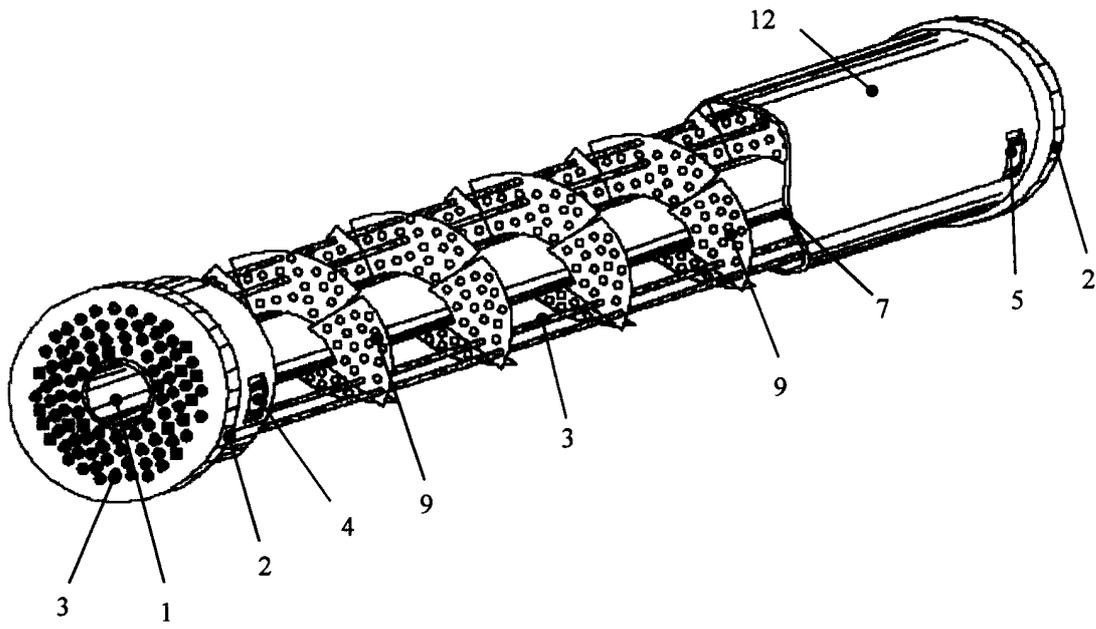


图 2

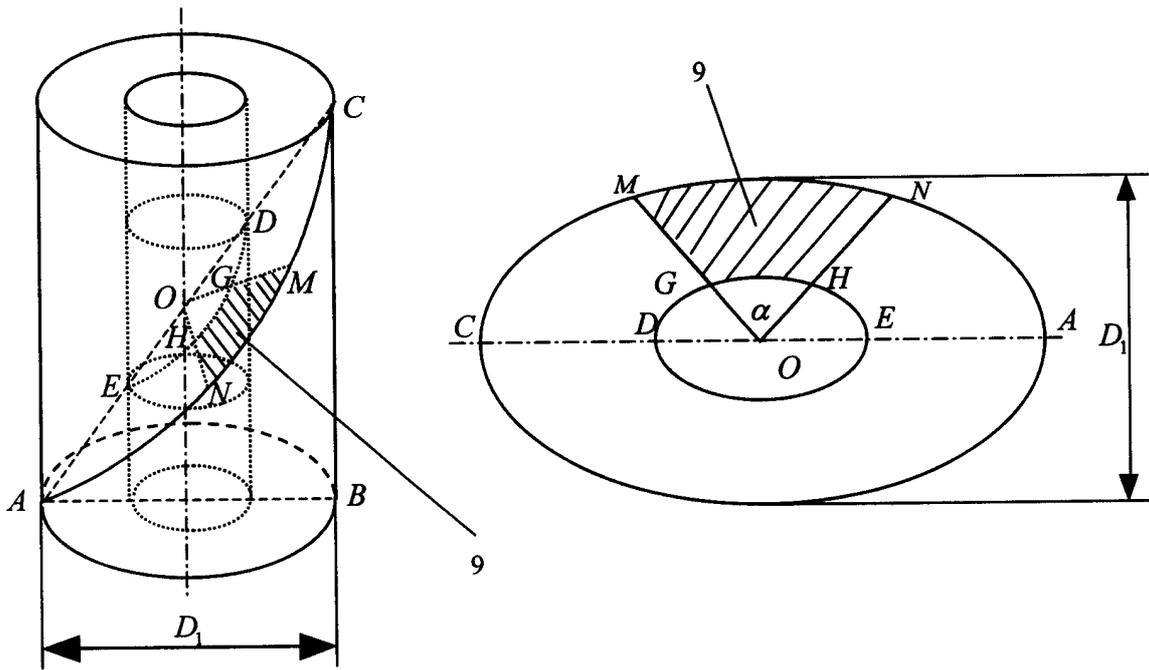


图3

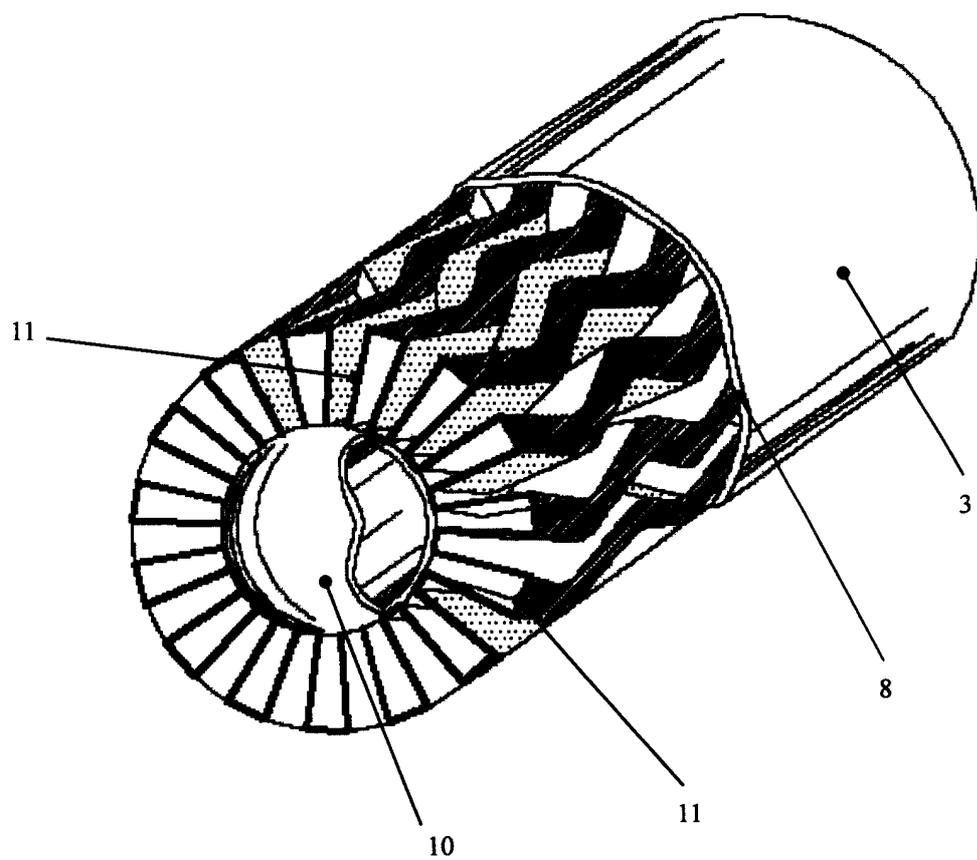


图 4