



[12] 发明专利申请公开说明书

[21]申请号 95108583.2

[51]Int.Cl⁶

F24F 3/06

[43]公开日 1996年10月2日

[22]申请日 95.6.1

[30]优先权

[32]95.3.30 [33]JP[31]74097/95

[71]申请人 三菱电机株式会社

地址 日本东京都

[72]发明人 竹下伦正 吉田孝行 谷村佳昭

饭岛等 后藤高志 弓仓恒雄

[74]专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司

代理人 杨松龄

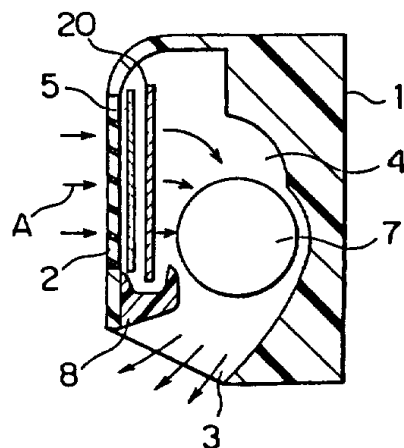
F28F 1/20

权利要求书 5 页 说明书 24 页 附图页数 17 页

[54]发明名称 空调器及其所用的热交换器

[57]摘要

安装在空调器上的热交换器，至少安置一排导热管组以阻隔空气通道。在每组导热管组中有多根导热管彼此平行安置，以导热性能极好的金属细导线螺旋卷绕在每根相邻的导热管上。另外，热交换器包括至少一排相邻管子之间等间距排列的多根导热管和多股扭绞导线。扭绞导线与相对于每根导热管的排列方向成直角伸长的每根导热管的一面和另一面交替接触，而且，与沿纵向方向伸长的每根导热管的一面和另一面交替接触。



权利要求书

1. 一种空调器, 包括:

带有安置在前表面和上表面二者至少一个表面之上的吸气口、安置在底部的排放口、以及形成能够连通所说吸气口与所说排放口的空气通道的外壳;

安置在所說的吸气口后段用以阻隔所说空气通道的过滤器;

安置在所說的过滤器后段用以阻隔所说空气通道的热交换器;

以及

安置在所說空气通道中之所說热交换器后段的送风机;

其中, 所说的热交换器有至少一排导热管组, 排列导热管组要能够阻挡空气通道, 每组导热管组包括多根导热管, 导热管相邻管之间按预定距离彼此平行排列并带有细导线, 该细导线是由具有极好导热性能的金属材料制成, 细导线螺旋缠绕在每根相邻的导热管上。

2. 根据权利要求1空调器, 其中所说的导热管组从空气流动方向, 其截面外形在从所说的空气流动方向有多处被弯曲。

3. 根据权利要求1的空调器, 其中所说的导热管组在阻隔空气流动的方向上呈波纹状。

4. 根据权利要求1的空调器, 其中所说的导热管组的截面外形从空气流动的方向制成圆弧形状。

5. 根据权利要求1的空调器, 在所說的空气通道中高速部分的空气流动被阻隔的所说的导热管组位置上, 将其中所说的导热

管组平行排列的间距和所说的细导线的缠绕间距二者当中至少一种间距减少；同时，在所说的空气通道中低速部分的空气流动被阻隔的所说的导热管组位置上，将所说的导热管组平行排列的间距和所说的细导线缠绕间距二者当中至少一种间距增大。

6. 根据权利要求1的空调器，其中，从空气流进所说的空气通道的方向，安置多排构成所说热交换器的导热管组，从位于所说空气通道上面一排的导热管组到位于下面一排的导热管组，连续增加所说导热管组平行排列间距和构成每组导热管组之所说细导线缠绕间距二者当中至少一种间距。

7. 根据权利要求1的空调器，其中从空气流进空气通道的方向上，排列多排构成所说热交换器的所说导热管组，进入所说导热管中的工作流体从位于上面一排的所说导热管组一排一排连续流向位于下面一排的所说导热管组。

8. 根据权利要求1的空调器，其中所说的导热管和所说的细导线至少有一种具有多角截面外形。

9. 根据权利要求1的空调器，其中构成所说导热管组的每根所说导热管的轴向取向按上下方向定位。

10. 根据权利要求9的空调器，其中从空气流动的方向所说导热管组的截面外形在从所说空气流动方向，多处被弯曲。

11. 根据权利要求9的空调器，其中所说的导热管组在阻隔空气流动的方向上制成波纹状。

12. 根据权利要求9的空调器，其中从空气流动的方向上看，所说的导热管组的截面外形制成圆弧状。

13. 根据权利要求9的空调器，其中，在空气通道中高速部分

的空气流动被阻隔的所说导热管组位置上，将所说导热管组平行排列的间距和所说细导线缠绕间距二者当中至少一种间距减小，同时，在空气通道中低速部分的空气流动被阻挡的所说导热管组位置上，将所说导热管组平行排列的间距和所说细导线缠绕间距二者当中至少一种间距增大。

14. 根据权利要求9的空调器，其中，按空气流进所说空气通道的方向安置排列构成所说热交换器的多排所说导热管组，从位于所说空气通道中上面一排所说导热管组到位于下面一排所说导热管组，连续增加所说导热管平行排列间距和构成每组所说导热管组的所说细线缠绕间距两者当中的至少一种间距。

15. 根据权利要求9的空调器，其中，按空气流进所说空气通道的方向安置排列构成所说热交换器的多排所说导热管组，使流入所说导热管中的工作流体从位于上面一排的所说导热管组一排一排连续流向位于下面一排所说的导热管组。

16. 根据权利要求9的空调器，其中所说的导热管和所说的细导线二者当中至少有一种具有多角截面外形。

17. 一种热交换器，包括：

至少一排相邻管子之间按恒定间距安置排列的多根导热管；

和

经扭绞缠多股具有极好导热性能的金属材料的细导线而形成的多股扭绞导线；

其中，将所说的扭绞导线进行编织，使其与相对于每根所说导热管排列方向成直有伸长的每根所说导热管的一面和相反的另一面交替接触，而且，与沿所说导热管长度方向伸长的每根所说

导热管的一面和相反的另一面交替接触。

18. 根据权利要求17的热交换器，其中每股细导线的直径等于或小于每根所说导热管子的直径。

19. 根据权利要求17的热交换器，其中，将在所说导热管长度方向上彼此相邻的所说扭绞导线安置在彼此相邻的所说导热管子之间接触。

20. 根据权利要求19的热交换器，其中，每股扭绞导线的直径等于或小于每根所说导热管子的直径。

21. 根据权利要求19的热交换器，其中，将相邻的所说导热管子之间的间距调至足以是每根所说导热管直径的4倍以上宽。

22. 根据权利要求19的热交换器，其中，将相邻的所说导热管子之间的间距调至宽窄相间。

23. 根据权利要求19的热交换器，其中，将多根所说的导热管安置排列成两排或多排的多级形状，将相邻排所说导热管中的一排导热管安置与构成另一排导热管的相邻的所说导热管之间为另一排所说的导热管编织的所说扭绞线相接触。

24. 根据权利要求23的热交换器，其中，多根所说导热管的纵向方向按上下方向取向。

25. 一种热交换器，包括：

两排或多排相邻管子之间等间距安置的多根导热管；和

扭绞缠多股具有极好导热性能的金属材料的细导线而形成的多股扭绞导线；

其中，将所说的扭绞导线编织，以使其与沿不同于排列方向伸长的每根所说导热管的一面和相反的一面交替地接触，而且，

与沿所说导热管的纵向方向伸长的每根导热管的一面和相反的另一面进行交替接触。

说明书

空调器及其所用的热交换器

本发明基本涉及空调器，更具体地讲，本发明涉及安装在该空调器中的热交换器的结构。

图25表示为传统空调器的垂直剖面图。参见附图，吸气格栅2做为吸气口设置在空调器外壳1的前面，排气口3设置在空调器外壳1的底部。形成空气通道4；以使吸气格栅2与排气口3相通。过滤器5被安置在吸气格栅2的后段，这样，可以阻隔空气通道4。另外，热交换器6安置在过滤器5的后段，这样，可以阻隔空气通道4。还有，送风机7安置在位于空气通道4中的热交换器6的后段，排水接受器8装在热交换器6的下面。在图中，箭头A表示外部工作流体如空气的流动，尽管忽略图示说明，多个风叶可旋转地安装在排气口3上，以便改变气流的方向。

图26表示传统空调器的热交换器的透视图，图27为表示传统热交换器的板状翅片的平面图。热交换器6的结构设计是这样的：将单根导热管9对折弯曲若干次，在导热管9的轴向上按预定间隔，将多片板状翅片10彼此平行固定住。在每片板状翅片10上形成若干个切块10a。在此，用具有圆形截面状的、直径为6~12mm的铜管作为导热管9，用铝板作为板状翅片10，使工作流体B流过导热管9。

接下来描述传统空调器的运行方式。

当驱动送风机7时，室内空气A从吸气格栅2被引入空调器外壳1，经过空气通道4，再从排气口3被排进室内。同时，当空气A经过用于阻隔空气通道4而安置的过滤器5时，灰尘从空气A中被除。然后，空气A流经热交换器6时，热交换在空气A和流经导热管9的工作流体B之间进行，以便冷却或加热室的内部。

对于传统热交换器6，如图28所示，当空气A通过板状翅片10的切块10a时，借助于切块10a，因其前沿效应，而切割气温边界层C。由于切割气温边界层C，导热效果被提高，因此，空调器性能得到改善。

图29为另一种传统空调器的垂直剖面图，图30为用于该空调器的板状翅片的平面图。在板状翅片11上设有多个孔11a，目的是将导热管9插入该孔中，在板状翅片11的二个以上位置上有切口11b。在切口11b处弯曲板状翅片11，从而使热交换器6A具有带弯曲部件的外形。另外，在空调器外壳1的上表面上也设置了作为吸气口用的另一吸气格栅2，过滤器5和热交换器6A被安置在外壳1中，以便防止经过设置在外壳1前表面和上表面上格栅2而抽吸的空气流动。

采用传统热交换器6A，由于弯曲外形，增加了导热面积，提高了空调器的工作效率。

为了提高传统空调器的工作效率，迄今已经采用下列措施。具体讲，方法之一是改进热交换器的导热性能；另一种办法是增加热交换器的工作面积；还有一种办法就是减少热交换器的空气压力损失，以便增加通过热交换器的空气量。

采用传统热交换器6，由于在板状翅片10上形成的切块10a所

产生的前沿效应，而切割气温边界层C，所以，导热性能得到了改善，从而提高了热交换器的工作效率。但是，在板状翅片10上形成切块10a的构造会导致空气压力损失增加。这样，将该热交换器安置在空调器时，由于热交换器与送风机7消耗的是同一动力，而使气流量减少。因此，所产生的问题是：提高空调器的工作性能的作用就会降低。

另外，由于导热管9和板状翅片10安装在一起的结构特点，使热交换器6具有很强的硬度，这样，空调器在结构设计上就很少有其它选择的可能性。为了通过弯曲增加导热面积，应该与热交换器6A相同，通过切除板状翅片11的一部分而形成切口11b。在这种情况下，产生的另一个问题就是空调器的制造成本增加。为了增加热交换器的导热面积，就必须将空调器外壳1设计成大尺寸，就是说，空调器的体积加大。另外，如果不改变空调器外壳1的尺寸，要增加导热面积就会受到限制。

用热交换器6和6A，板状翅片10和11的设计尺寸为宽10mm以上，以便增加导热面积，但是，加宽板状翅片10和11的宽度，就会导致外壳1的设计尺寸加大，这样，随之而来的另一个问题就是空调器设计时其重量加大，制造成本上升。

另外，对于热交换器6和6A，由于整个热交换器的结构是均匀设计的，在前表面空气一侧的压力损失是相等的，在热交换器的最末端部分以及除吸气格栅以外的部分，空气流速降低，在除了上述部分以外的其它部分，空气流速被固定住了。因此，空调器没有被有效地使用，空调器的工作性能降低，而且，从空调器里产生噪声。

图31为日本专利公开号61-153388所公开的传统热交换器的透视图，图32是图31所示热交换器的剖面图。多根导热管12彼此之间相互平行安装，而且相邻管子之间有一确定间距，沿着这些导热管12的表面，在相邻的导热管12之间用细线13连接，这样，细导线13就如用日本地席一样被编织而成，每根导热管12作为经线，而细线13则作为纬线。在图中，标示A表示外界工作流体，标示B则表示内部工作流体。

图32中，外界工作流体A的流动状态用箭头表示，当流体A碰到细导线13时，流体A的流动状态受到影响，位于细线13以下的流体A按箭头所示随细导线13沿横向流动，同时沿着导热管12的表面上升。结果，流体与导热管12接触的时间被延长。

在这种情况下，由于细导线13的直径很小，它与导热管12接触的面积很少，因此，流体A与导热管12之间的接触面积就不会因细导线13而受到下降的影响，从而有效地进行导热作用。

在这个传统的实例中，由于每根细导线13具有圆形或椭圆形状，与导热管12的接触部分呈圆弧状，所以，在细导线13和导热管12之间就形成点接触或线接触。这样，流体A与每根导热管12的表面之间的接触面积就不会因细导线13而受到减少的影响。因此该热交换器可以获得具有很高的导热效率。

但是，由于这种常规热交换宽度很小，仅为1~3mm，如图26所示，与在导热管9周围带有板状翅片10的热交换器相比，尽管它具有很强的导热性能，但由于导热面积小，仅为1/10以下，所以，出现的的问题就是不能获得足够的导热性能。

当外部工作流体(如冷冻剂)的温度低于空气的露点温度时，

空气中的水份就会变成露滴，这时，露滴被保持在细导线13之间，因此，细线13之间的间隔就被露滴阻塞。由于空气根本无法有效地通过细线13，空气流量因压力损失而减少。因此，出现的问题则是无法获得足够的热交换量。

为了解决上述出现的问题特此提出本发明。

本发明的第一个目的是提供一种保证能获得高性能，而不必将空调器设计得大体积，高成本。

本发明的第二个目的是提供于一种热交换器，保证在该热交换器前表面单位面积上的导热面积得到增加，即使在潮湿状态下使用热交换器时也不减少热交换的量、而且能够获得必要的热交换量。

为了达到上述目的，根据本发明，一方面，所提供的空调器包括带有至少安置在前表面和上表面两表面之一的吸气口、安置在底部的排气口、用于连通吸气口和排气口的空气通道、安置在吸气口后段用于阻隔空气通道的过滤器、安置在过滤器后段用以阻隔空气通道的热交换器以及安置在空气通道中热交换器后段的送风机，其中，热交换器带有至少一组低位导热管组，安装该导热管以阻隔空气通道，每一导热管组都包含多根导热管，导热管相互平行安置，而且相邻导热管子之间留有预定间距，由具有极好导热性能的金属材料制成的导线，螺旋卷绕在每根相邻的导热管子上。

根据本发明，另一方面所提供的热交换器包括多根导热管和多根扭绞的导线，导热管至少安装一排，而且相邻管子之间的距离要相等，每根导线都是由导热性能极好的金属材料制成的许多

缠绕并扭绞的细导线所形成，其中，扭绞的导线经过编织，以便与相对于每根导热管的排列方向成直角伸长的每根所说的导热管的一面和相反的另一面进行交替地接触；而且，与沿导热管纵向伸长的每根导热管的一面和相反的另一面交替接触。

根据本发明的再一方面，所提供的热交换器包括多根导热管和多根扭绞的导线，导热管安装至少为两排以上，管子相邻之间的距离相等，每一根导线都是由具有导热性能极好的金属材料制成的许多缠绕并扭绞的细导线所组成，其中扭绞导线经编织，以便使其与沿不同于排列方向伸长的每根导热管的一面和相反的另一面交替地接触，而且，与沿导热管纵向方向伸长的每根导热管的一面和相反的另一面进行交替地接触。

图1是根据本发明第一个实施例而设计的空调器的垂直剖面图。

图2是根据本发明的第一个实施例而设计的空调器所用的热交换器之关键部件的平面图。

图3是根据本发明第二个实施例而设计的空调器所用的热交换器之关键部件的平面图。

图4是根据本发明第三个实施例而设计的空调器所用的热交换器之键部件的平面图。

图5是根据本发明第四个实施例而设计的空调器所用的热交换器之关键部件的平面图。

图6是表示按本发明第五个实施例而设计的空调器的垂直剖面图。

图7是表示按本发明第六个实施例而设计的空调器的横向剖面图。

图8是表示按本发明第七个实施例而设计的空调器的垂直剖面图。

图9是表示按本发明第八个实施例而设计的空调器的垂直剖面图。

图10 是表示构成根据本发明第八个实施例而设计的空调器所用的热交换器之关键部件的平面图。

图11 是表示构成根据本发明第九个实施例而设计的空调器所用的热交换器之关键部件的局部暴露平面图。

图12 是表示根据本发明第十个实施例而设计的空调器的侧视图。

图13 是表示根据本发明第十一个实施例而设计的空调器所用的细线的暴露的透视图。

图14 是表示构成根据本发明第十二个实施例而设计的热交换器之关键部件的透视图。

图15 是表示根据本发明第十二个实施例而设计的热交换器所用的扭绞细导线的透视图。

图16 是表示用于生产按本发明第十二个实施例而设计的热交换器的多步骤图解示意图。

图17 是表示根据本发明第十二个实施例而设计的热交换器及传统热交换器中空气流速与导热性能之间关系的图表。

图18 是表示包括按本发明第十二个实施例而设计的热交换器的空调器之垂直剖面图。

图19 是表示包括按本发明第十二个实施例而设计的热交换器的另一空调器之剖面图。

图20 是根据本发明第十三个实施例而设计的热交换器从相对其导热平面成直角方向显示的剖面图。

图21 是表示根据本发明第十三个实施例而设计的热交换器的透视图。

图22 是根据本发明第十四个实施例而设计的热交换器从相对其导热平面成直角方向显示的剖面图。

图23 是根据本发明第十四个实施例而设计的热交换器的透视图。

图24 是根据本发明第十五个实施例而设计的热交换器从相对其导热平面成直角方向显示的剖面图。

图25是一种传统空调器的垂直剖面图。

图26是用于传统空调器的热交换器的透视图。

图27是表示构成传统热交换器之翼片的关键部件的平面图。

图28是沿图27中的 X VII - X VII 线剖开的翼片剖面图。

图29是表示另一个传统空调器的垂直剖面图。

图30 是表示构成用于传统热交换器之翼片的另一例关键部件的平面图。

图31 是通过构成热交换器的另一例关键部件表示的传统热交换器的透视图。

图32是表示另一例传统热交换器的剖面图。

下面参照本发明优选实施例的相关附图，对本发明进行说明。

实施例1

图1是根据本发明第一个实施例而设计的空调器的剖面图，图

2是表示构成根据本发明第一个实施例而设计的空调器所用的热交换器之关键部件的平面图。图1和图2中与图25和图29中所表示的相同或类似部件用相同的参考数字表示，而且关于这些部件的重复描述被省略掉。

参见附图，热交换器20包括单排导热管组21并被安置地过滤器5的后段，采用这种安置方式以便阻隔空气通道4。导热管组21为多根导热管22，每根管子直径约为1mm，管子彼此之间平行安置，相邻管子直径约为1mm，管子彼此之间平行安置，相邻管子之间的间隔为4mm，由具有极好导热性能的直径在0.5mm以下金属材料如铜或铝制成的细导线23被螺旋缠绕在相邻导热管22上；并且按相反方向螺旋缠绕相邻的细导线23。导热管组21按如下方式设计：当热交换器20安置在空调器外壳1内时，每根导热管22按上/下方向定位(实施例1中呈直立方向)。在此，细导线23a表示它位于相对于流经细导线23的空气A的上游一侧，同时，细导线23b位于相对于流经细导线23的空气A的向下游一侧。

以下将说明根据本发明第一个实施例而设计的空调器的运行方式。

当驱动送风机7时，室内空气A从吸气格栅2被吸入，通过过滤器5，再进入热交换器20。热交换在空气A与流经热交换器20的每根导热管22的工作流体B之间进行，接着空气A从排气口3被排出。

到达热交换器20的导热管组21的空气被导入细导线23b一侧，并通过细导线23a一侧。这时，空气流动被加速，每根细导线23a用作湍流促进件，使空气A的流动呈三维状态分布。这样，空气A在导热管组21中的流动变成湍流流动，因此，导热作用得到促进，

导热管组21的表面具有极好的导热性能，从而使空调器的空气调节能力得到提高。

由于细导线23螺旋缠绕在每根相邻的导热管22上，在与每根导热管22相对成直角延伸的横截面上，细导线23没有交叉情况发生，因此，在空气A流动方向上细线之间的空间增大，结果，可以大大降低空气压力损失，送风机7单位驱动力的空气流量得到提高。所以，就可以提高空调器的工作能力。

另外，由于导热管22的轴向与直立方向相一致，在空调器作为制冷器运行的情况下，当空气A中的水份因冷凝而形成水滴附着在热交换器20的表面上时，水滴沿细线23流到导热管22，接着，又沿着导热管22向下排出。即使在热交换器20的表面变湿而热交换器20在使用时，也根本不会出现空气压力损失增加的不正常运行。

还有，由于热交换器20设计中导热管22每根直径约为1mm，细导线23每根直径在0.5mm或更小，所以，就可以将它的体积设计成只有1~2mm很薄的厚度，从而，没有必要增加空调器外壳1的体积。

由于热交换器20的导热管组21设计中导热管22彼此平行安置，而且，细导线23是螺旋缠绕在每根相邻导热管22上，所以，通过改变每根相邻导热管22之间的间距和加宽细导线23的间距，就能很容易地调整空调器的空调能力。因此，空调的空调生产能力能够得到改进，其生产成本也能降低。

实施例2

在上述实施例中，将单根细导线23螺旋缠绕在每根相邻的导

热管22上。在该实施例中，如图3所示，将两根细导线23螺旋缠绕在每根相邻的导热管22上，具有与上述实施例1相同的优良效果。

在第二个实施例中，在相同导热管22上两根细导线23的螺旋缠绕方向相同，但在不同导热管22上两根细导线23的螺旋缠绕方向则相反。

实施例3

在第一个实施例中，单根细导线23被螺旋缠绕在相邻的导热管22上，每根相邻细导线23的螺旋缠绕方向则相反，在第三个实施例中，如图4所示，将单根细导线23螺旋缠绕在每根相邻的导热管22上，相邻细导线23的螺旋缠绕方向相同，本实施例与上述每个实施例具有相同的优良效果。

实施例4

在第三个实施例中，单根细导线23螺旋缠绕在每根相邻的导热管22上，每根细导线23的螺旋缠绕方向相同。在本实施例中，如图5所示，两根细导线23螺旋缠绕在相邻的导热管22上，每根细导线23的螺旋缠绕方向相同，本实施例与上述每个实施例具有相同的优良效果。

实施例5

图6是按本发明空调器第五个实施例设计的垂直剖面图。在本实施例中，在空调器外壳1的上表面安置另一吸气格栅2作为吸气口。过滤器5安置在于外壳1前表面及上表面所形成的格栅2的后段，

热交换器24安置在格栅2的后段。

热交换器24包括导热管组，其设计安置方式与第一个实施例热交换器20所用的导热管组21的相同。将热交换器24的结构设计成包括两处弯曲部分24a和24b，通过沿相对于包括其中心的导热管的平行延伸表面成直角延伸的平面，在两处弯曲各自导热管，而形成两处弯曲部分24a和24b。

除了上述结构以外的其它结构部分与实施例1的相同。

根据本发明的第五个实施例，由于空调器包括了与热交换器20结构设计完全相同的热交换器24，所以，可以获得与第一个实施例相同的优良效果。

另外，由于热交换器24包括两处弯曲部分24a和24b，可以增加导热面积，空调器的工作性能也能相应得到改善。由在热交换器24的结构设计上，每根导热管直径都是约为1mm的铜管，每根细导线都是由金属材料如铜或铝制成，且直径在0.5mm以下，所以，它就具有高精度的结构设计，因此，就可以很容易地弯曲每根导热管，且制造成本低，同时，抑制了外壳1容积的扩大。

在第五个实施例中，热交换器24包括两处弯曲部分24a和24b。但是，弯曲部分的数量不应仅限于两处，换句话讲，热交换器24可以包括三处或更多处的弯曲部分。

实施例6

图7是表示根据本发明第6个实施例而设计的空调器结构的平剖面图。在本实施例中，热交换器25安置在过滤器5的后段，用于驱动送风机7的马达26则安置在外壳1上。

热交换器25 包括结构与第一个实施例热交换器的导热管组21完全相同的导热管组， 在相对于每根导热管轴向成直角的方向上以及在导热管平行安置的方向上， 导热管组呈波纹状结构， 采用这种安置方式可以阻隔空气通道4。 其它的结构与其说和前述相同， 倒不如与第一个实施例相同。

根据第六个实施例， 由于空调器包括了像热交换器20 结构设计完全相同的热交换器25， 所以， 可以获得与第一个实施例相同的好效果。

另外， 由于热交换器25具有波纹状结构， 所以， 能够增加导热面积， 而且空调器的工作性能也能相应地得到改善。 由于热交换器25厚度很薄， 仅为1~2mm， 所以空调器具有高精度的结构设计。 热交换器25的厚度仅为传统热交换器6的1/10~1/6。 因此， 即使热交换器25呈波纹状结构时， 其厚度也可以被减小到小于传统热交换器6的厚度。 这样， 就可以限制外壳1的容积扩大。

实施例7

图8是根据第七个实施例而设计的空调器的垂直剖面图。 在本实施例中， 热交换器27安置在过滤器5的后段。

热交换器27包括与第一个实施例中热交换器20导热管组21 结构设计完全相同的导热管组。 通过在相对于包括其中心轴的导热管的平行延伸表面成直角延伸的平面内， 将各自导热管进行圆弧状弯曲， 使该热交换器27的结构成圆弧状结构， 这样安置热交换器27以便阻隔空气通道4。

除上述结构以外的其它结构部分与第一个实施例的相同。

根据第七个实施例，由于空调器包括了与热交换器20 的结构相同的热交换器27，所以， 可以获得与第一个实施例相同的好效果。

另外，由于热交换器27设计成圆弧状结构，所以， 可以增加导热面，空调器的工作性能也可以得到相应改进。由于在热交换器27的结构设计上，每根导热管都是直径约为1mm的铜管，每股细导线都是用直径在0.5mm以下的铜线或铝线制成的，所以，空调器具有高精度的结构设计。以很低的成本就可以很容易地弯曲各自的导热管，也能抑制外壳1的容积加大。还有，由于热交换器27制成圆弧状，在贯穿热交换器27的全长，热交换27与送风机7之间的距离是均匀一致的，这样，通过使热交换器27 前面的空气流速均匀，可以降低噪音。

实施例8

图9是表示根据本发明第八个实施例而设计的空调器结构的垂直剖面图，图10 是表示构成用于该空调器的热交换器之关键部件的平面图。

在第八个实施例中，构成热交换器28的导热管组21 的结构形成是这样的，相对应于空气流速，进行有变化地确定细导线23 的缠绕间距。换句话讲，在空气流速快的区域28A内将细导线23的缠绕间距调小，而在空气流速慢的区域28B内将其间距调大。除上述结构以外的其它结构与第一个实施例的相同。

一般地讲，当空气从空调器的吸气格栅2吸入时，取决于吸气格栅2的外形，出现两个部分，一部分是空气流速快的部分，而另

一部分是空气流速慢的部分。由于表示由空调器产生噪音的大小是根据最快空气流速时的噪音大小测定的，当该速率分散出现时，表示由空调器产生噪音大小的值就会被提高。如果想要降低表示由空调器产生噪音大小的值，就必须降低空气流速。这样就会产生以下情况，即无法维持为保证必要热交换所需的空气量，使热交换器的工作性能下降。

用第八个实施例构造的热交换器，由于在空气流速快的区域28A用小间距缠绕细线23，而在空气流速慢的区域28B用大间距缠绕细线23，所以，可以使热交换器前的空气流速均匀一致，也可以降低由空调器产生的噪音，而且，热交换器的工作性能可以得到改善，而不致于使噪音会有任何一点提高。

实施例9

图11是表示构成按本发明第九个实施例而构成的空调器的热交换器之关键部件的局部暴露的平面图。在本实施例中，将热交换器构造成带有第一、第二和第三导热管组的21a、21b和21c，按空气流动方向，这三组导热管从进气侧到排气侧按序排列。根据第一导热管组21a、第二导热管组21b和第三导热管组21c的要求，要将细导线23的缠绕间距调大。

除上述结构以外，其它结构与第一个实施例的相同。

在第九个实施例中，当空气A由吸气格栅2吸入并通过过滤器5时，首先，在空气A和通过第一导热管组21a的导热管22的工作流体B之间进行热交换；接着，在空气A与通过第二导热管组21b的相应导热管22的工作流体B之间进行热交换；然后，热交换再一次在

空气A和通过第三导热管组21c的相应导热管22的工作流体B之间进行，从而使空气A的温度降低或升高到所要求的温度，并通过排气口3将其排出。

这时，在最上游导热管组中进行着相当大量的热交换，而在下游侧热交换的量就逐渐减少。换句话讲，第一导热管组21a承担了主要的冷却或加热空气的工作量。由于在第一导热管组21a处将细导线23的缠绕间距调至很小值，这样就控制了空气流速，三维湍流运动加在，促进导热作用，因此，在热交换之前和热交换之后之间，就产生了很大的温差。由于在第二导热管组21b处细导线23的缠绕间距加大，热交换的量就相应减少，但是，与第一导热管组21a相比，压力损失变小。由于在第三导热管组21c处细导线23的缠绕间距再次增大，与第一导热管组21a相比热交换量又进一步减少。

采用这种方式，根据本发明第九个实施例，由于热交换器在空间关系上呈三排且彼此平行的状态安置，所以，可以增加热交换器的导热。另外，在三组导热管组中，从空气A的上游侧到下游侧，连续增加了细导线23的缠绕间距，所以，就可以限制整个热交换器空气压力损失的增加，并能充分地维持为保证必要的热交换量所需的空气量。

实施例10

图12是根据本发明第十个实施例所构造的空调器所用的热交换器的侧视图。在本实施例中，在第一、第二和第三导热管组21a、21b和21c的下端和上端安置了下分散器30和上分散器31。下

分散器30包括工作流体B的进料口30a和隔板30b，上分散器31包括工作流体B的排放口31a和隔板31b。除上述结构外，其它结构与第九实施例中的结构相同。

根据第十实施例构造的热交换器，当工作流体B从供料口30a进入下分散器30时，在通过第一导热管组21a的相应导热管22的同时，到达上分散器31，接着，工作流体B通过第二导热管组21b的相应导热管22到达下分散器30，然后，工作流体又通过第三导热管组21c的相应导热管22到达上分散器31，最后，从排放器31b排出。当工作流体B流经相应的导热管22时，热交换就在工作流体B和空气A之间进行。

以下将说明空调器作冷却运行时的情况。

当工作流体B流经相应的导热管22时，通过工作流体B和空气A之间的热交换使流体B蒸发。随着流体通道一步一步伸长，工作流体B和空气A之间的热交换量就增加。在极端情况下，在导热管22的尾部，工作流体B被全部蒸发和汽化，由于干燥状态，使热交换器不能进行冷却空气A的运行。

从空气A的流动方向，当构成热交换器的部分导热管组处于干燥状态时，通过该干燥部分的高温潮湿空气A被送至空气通道4。当高温高湿度空气因与空气通道4中低温低湿空气混合而使其冷凝和液化时，就会出现从排放口3排出露滴的现象。当空调器在湿冷条件即空气含有大量热焓和热交换量很大的条件下运行时，就会明显出现这种现象。

根据本发明的第十个实施例，由于工作流体B从最上游侧的第一导热管组21a经第二导热管组21b流到最下游侧的第三导热管组

21c, 即使是出现干燥状态, 也是在第三导热管组21c 的导热管22 中出现。因此, 由于在第一和第二导热管组21a和21b 的热交换作用, 通过处于干燥状态的第三导热管组21c区域的空气A 被转化成低温低湿状态, 这样就能够防止露滴排出的现象出现, 使热交换量得到提高。

实施例11

图13 是根据本发明第十一个实施例构造的空调器所用的细线的暴露透视图。除了细导线33具有星状的多角截面外形以外, 本实施例与前述的每个实施例都相同。

根据本实施例, 由于细导线33具有多角截面的外形, 即使它的截面积相同, 与圆形截面积的细导线23相比, 细导线33 的外表面面积也是加大了。因此, 导热面积能够加大, 而且, 热交换量也能得到提高。

在第十一实施例中, 细导线33具有星形多角截面外形。但是, 星形截面面积的最尖端部分应该不仅限于尖角形状。例如, 最外端可以呈半圆形状。

另外, 在第十一实施例中, 细导线具有多角外形, 但是, 即使当每根导热管具有多角截面形状时, 也可以获得一样的好效果。

在从第一到第十一实施例的每个方案中, 均假定采用构成热交换器用导热管组的每根导热管22都具有按上/下方向取向的轴向。但是, 当构成导热管组的导热管22具有按水平方向取向的轴向时, 可以获得相同的好效果。

实施例12

图14 是按照本发明第十二个实施例所设计的热交换器的关键部件的透视图，图15 是表示根据本发明第十二个实施例所设计的热交换器所用的扭绞导线的透视图。

参见附图，将一排导热管39按等间距安置，使工作流体B流进导热管39中(用冷冻气体时速度为2~10米/秒，用液体时速度为0.1~1米/秒，用两相流体时速度取中间值)，扭绞导线40的构成如下：将直径为0.3mm的三股细导线扭绞并缠绕在一起，用作导热翅片。

扭绞导线40按如下方式编织：扭绞导线交替地与每排导热管39的一面和另一面接触。扭绞导线40的编织在导热管39的径向上连续重复。同时，按下述方式安置扭绞导线40：从导热管39的径向方向，扭绞导线40交替地与导热管的一面和另一面接触。

在此，将导热管39的尺寸设计为直径为1mm，相邻导热管39的间距定为4mm。

构成扭绞导线40的细导线由导热性能极好的金属材料如铜制成，其直径为0.3-0.5mm。理想的情况是：细导线的数量与细导线直径的乘积为1mm或以下，这样获得的扭绞导线产品就很理想。采用该结构，外部的工作流体A能够与导热管39接触，而不会因扭绞导线40产生任何特别的阻碍，从而使最佳的导热效果和强度得到可靠的保证。

下面，将参见附图16说明上述类型有热交换器的生产方法。首先，在90°C将铜导热管39浸渍在非电解的镍电镀溶液(镍87~93%、黄磷4~12%，其余的为1%)中，使其进行电镀，以便形成作

为导热管39涂层41的镍电镀膜。这时，根据电镀时间，将镀膜的厚度控制在 $1\sim 10\mu\text{m}$ 。然后，将铜制扭绞导线40编织在电镀导热管39圆周上，固定成排导热管39。

将按上述方法准备好的导热管39放置在真空气氛(约 10^{-3} 毫米汞柱)的焊接炉内，于 950°C 下加热30分钟，经过热处理，镀镍涂层41被熔化，由于表面张力和润湿性作用，使熔化的镍与扭绞导线40在接触部位形成圆角焊接。当完成热处理时，镀镍涂层41就会固化，并将扭绞导线40固定在导热管39上。与传统的编织方法相比，由于导热管39和扭绞导线40以相同的方式如焊接彼此进行联结，在二者之间的热联结得到了可靠的保证，所以，作为板状翅片的扭绞导线40的板状翅片效率得到改善，同时，也改善了热交换的热效率。

顺便说明，可以用镍电镀代替焊接电镀。

以下说明热交换器的运行方式。流速为0.6米/秒、雷诺数为100以上的外界工作流体A如空气可以不直接经过热交换器，而流进位于上游侧的编织扭丝导线40a和导热管39之间的间隙，如果进行了缝合的话，这时，就会形成细小的回荡漩涡。这样形成的漩涡不仅向下流，而且，还会被位于下游侧扭绞导线40b和导热管39所限定的交叉作用所接受，从而再形成细小的漩涡。两种漩涡相遇在一起，就形成湍流。结果，促进了导热作用，如图17所示，与传统的热交换器(如图31所示)相比，空气导热能力是它的三倍。

图17表示在比较传统的热交换器和本发明的热交换器时，根据在导热管外测量的导热性能与外界工作流体流速之间的相互关系。当空气流速为1.2米/秒时，与传统的热交换器相比，本发明

的热交换器导热能力是其三倍。

通过采用一根扭绞线40与若干根细金属线编织和缠绕一起，导热面积比传统传热的增加了很多，由于翼片的工作效率得到改进而促进了导热作用，这样，就大量地提高了热交换量。

在这种情况下，由于热交换器的宽度被减少到了如图26所示传统热交换器的约1/10，热交换器的体积就能被减少到约1/10，这样，就有可能将热交换器设计得很紧凑。

这种情况的另一实例是如图18所示，将上述结构的热交换器安装在空调器上。这时，由于用小管和细导线构成热交换器42，所以，它很容易被弯曲，而且，由于可以将导热管39加工成椭圆截面形状，所以，能够增加导热面积。

这种情况的另一个实例是如图19所示，将上述结构的热交换器安装在空调器上。这时，热交换器42被设计构造成波纹状，从而使导热面积增加。

实施例13

图20是表示根据本发明第十三个实施例构造的、从相对导热面或直角方向而示意的热交换器的剖面图。在本实施例中，多根导热管39呈两排按垂直位置排列。沿导热管将扭绞线40交替地编织在每根导热管39的对面。在导热管39的纵向采用如下方法放置扭绞线40，即将导热管39交替安置，使扭绞线40在导热管39之间彼此相互接触。用这种方法，由于扭绞线40彼此相互接触，热量在扭绞线之间传导，从而促进导热作用。

在采用按这种构造设计的热交换器时，相对于空气流动方向，

后排导热管39安置在前述导热管39的中央位置上，前排和后排导热管39交叉通过扭绞线40而与相互对应的扭绞线接触。这样，当在扭绞线上出现液滴时，由于它们沿导热管39向下传导，保持在热交换器表面上液滴的量就会减少，这样，就限制了因空气流量减少而引起热交换量下降。另外，由于导热管39交叉通过扭绞导线40与对立的扭绞导线相接触，这样，就促进了导热作用。

用如图21所示的这种热交换器，将供料集管43a和排放集管43b分别连接在导热管39的对面，这样，内部工作流体就供到垂直安置的导热管39中，接着，再排放到排放集管43b中。导热管39分两排被安置在外界工作流体A的上游侧和下游侧。这样，附着在扭绞导线40交叉处的液滴就会沿导热管39下落。

实施例14

图22是根据本发明第十四个实施例设计构造的从相对于导热表面成直角方向的热交换器的剖面图。在本实施例中，导热管39是按下面的排列方式安置的，相邻的导热管39之间去掉一根或几根导热管。扭绞导线40与每排导热管39的一面和另一面交替地接触。沿导热管39的纵向上，连续地重复编织扭绞导线40。这时，扭绞导线40是这样排列的，从导热管39的纵向上，扭绞导线40与导热管39的一面和相反的另一面进行交替地接触。在相邻的导热管39之间，相邻的扭绞导线40之间彼此接触。

图23表示在相邻导热管39之间去掉一根导热管的结构情形。集管43与导热管39的相反一端相连，内部工作流体B从集管43a供到导热管39中，又从导热管39排放到集管43b中。

在有扭绞导线编织情况下，空气不能直接流进热交换器中，而是流进编织扭绞线和导热管之间的空隙中。当空气流动加速时，就形成小的漩涡。由此形成的漩涡不仅向下流动，而且，还会被导热管39和下游侧扭绞导线之间的交叉所接受，以便形成另一小漩涡。两次漩涡彼此相交，就形成湍流。结果，就促进了导热作用，热交换器具有很高的导热能力。

用根据本发明第十四个实施例构成的热交换器，由于导热管39在排列时在相邻的导热管之间去掉了一根导热管，使相邻导热管39之间的距离足够的宽，相当于单根导热管39的直径的四倍。从相对于导热表面成直角的延长剖面上，扭绞导线40限定的交叉角度加大。因此，由扭绞导线40和导热管39交叉而包围的空气通道面积S变大。即使热交换器在空气中的水份变成露点的条件下操作，也不会出现热交换器表面被露滴阻塞的故障。因此，就能够限制因空气流量减少而造成的热交换量下降。

可容许的情况是，在外界工作流体A以很高流速流动的位置上将相邻热管之间的距离调至足够的宽，而在外界工作流体A以很低流速流动的位置上则将相邻导热管之间的距离调小。采用这种方法，就可以有效地防止阻塞情况发生，也能限制热交换量的降低。

实施例15

图24是根据本发明的第十五个实施例构成的热交换器从其相对于导热表面成直角方向观察的剖面图。在本实施例中，多根导热管39在垂直方向以及横向上以预定距离安置，并呈长方形。将捻线40按下列方式连续排列，在热交换器的中央部分沿呈倾斜状

排列的导热管39将扭绞导线40与每根导热管39的一面和相反的另一面交替地接触。而且，将扭绞导线40按下列方式连续排列，沿着呈竖排排列和在位于热交换器邻近端部的位置上呈横排排列的导热管39，将扭绞导线40与每根导热管39的一侧和相反的另一侧进行交替地接触。多排扭绞导线49按下列方式排列，在每根沿纵向延伸的导热管39之间，将扭绞导线40交叉跨接，同时与每根导热管的反面交替相接。

采用这种结构，倾斜排列的扭绞线40比呈竖直方向排列以及呈横向排列的扭绞线40具有更大的交叉角度，从而使空气通道面积 S 加大。即使是热交换处于空气中的水份变成露滴的条件下操作时，也不会出现热交换器表面被露滴阻塞的故障，从而使因空气流量减少所造成的热交换量下降得到抑制。

扭绞导线40按倾斜排列与呈横向排列相比，对外界工作流体A的流动阻力前者要比后者小，而且，呈竖直方向排列扭绞线比倾斜方向排列扭绞线时流动阻力更小。根据以上事实，由于每根扭绞导线40按任意方向排列，所以可以将外界工作流体A的压力损失降到最小值。

说明书附图

图 1

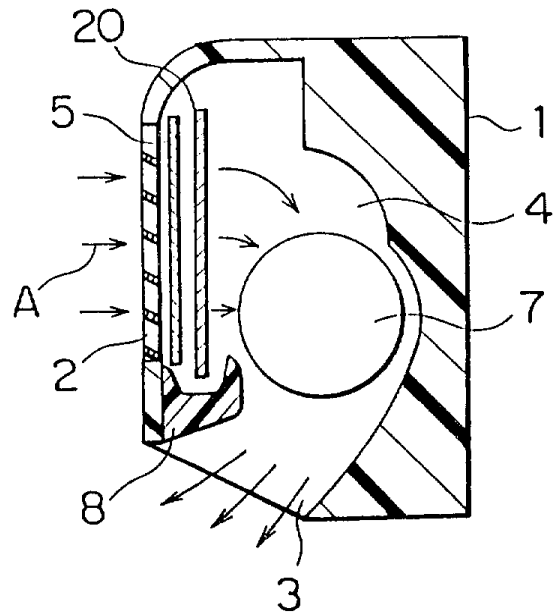


图 2

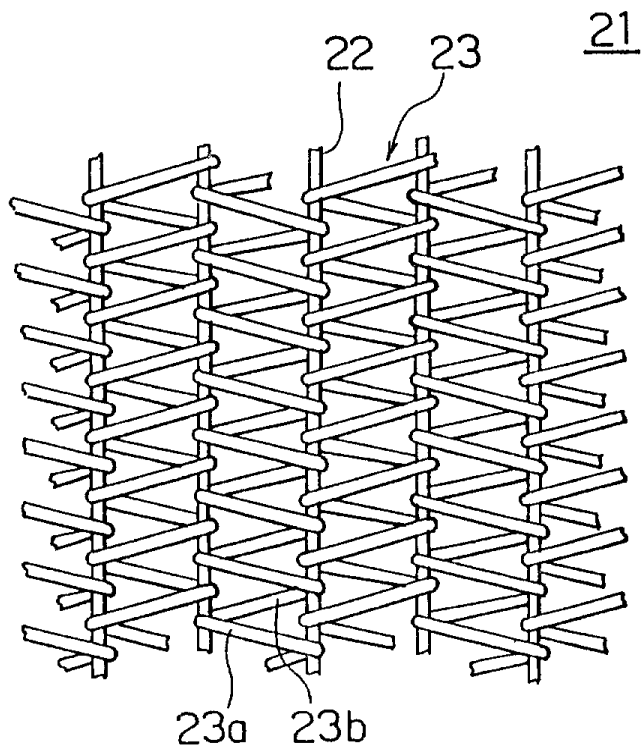


图 3

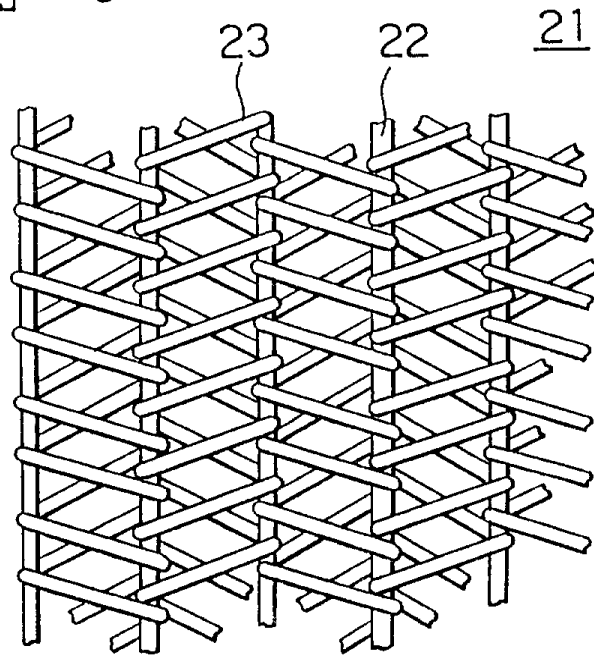


图 4

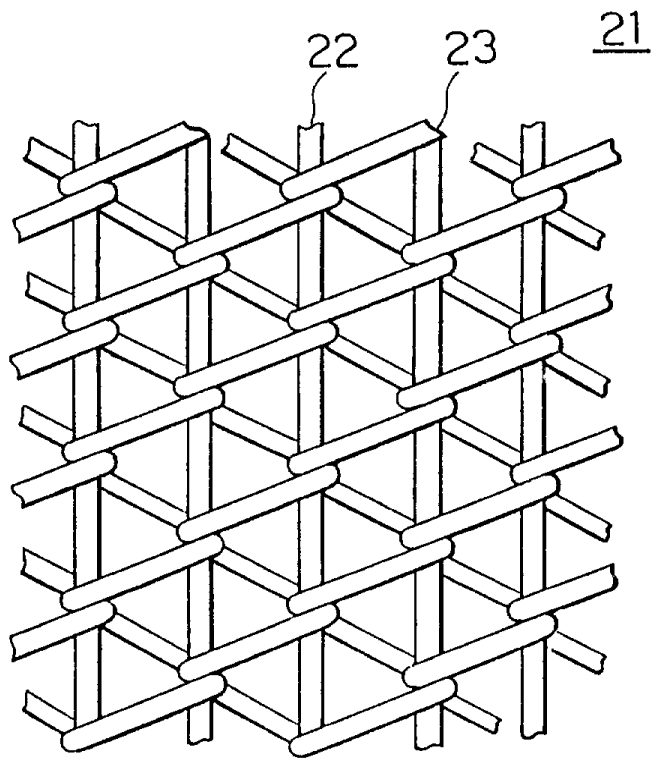


图 5

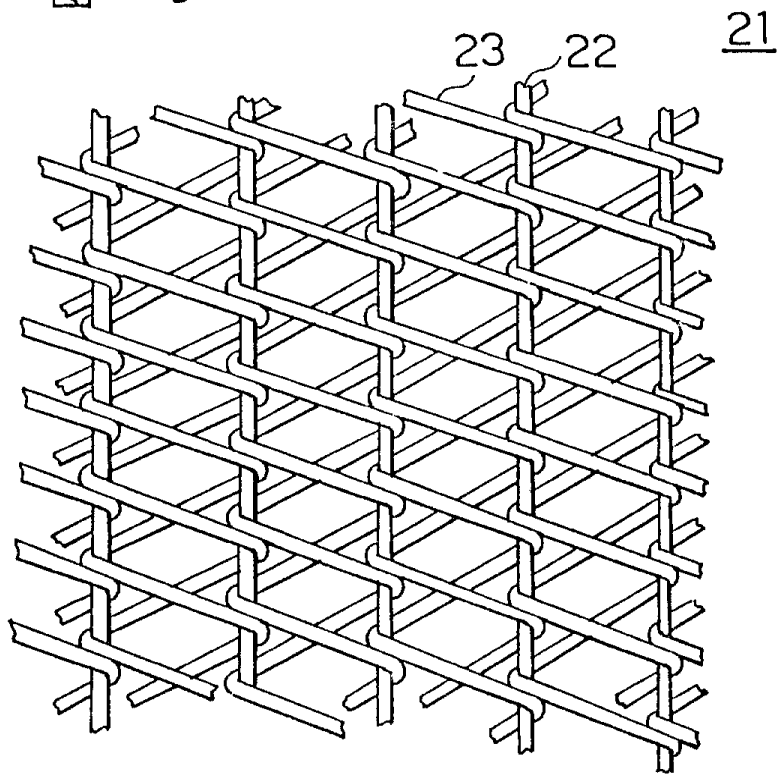


图 6

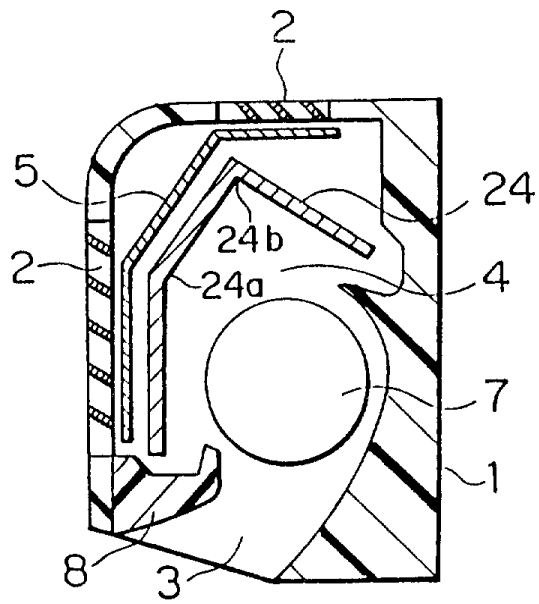


图 7

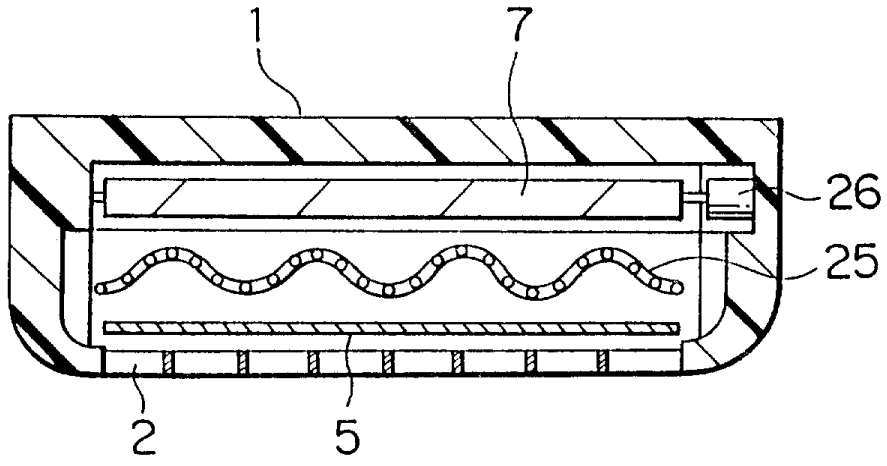
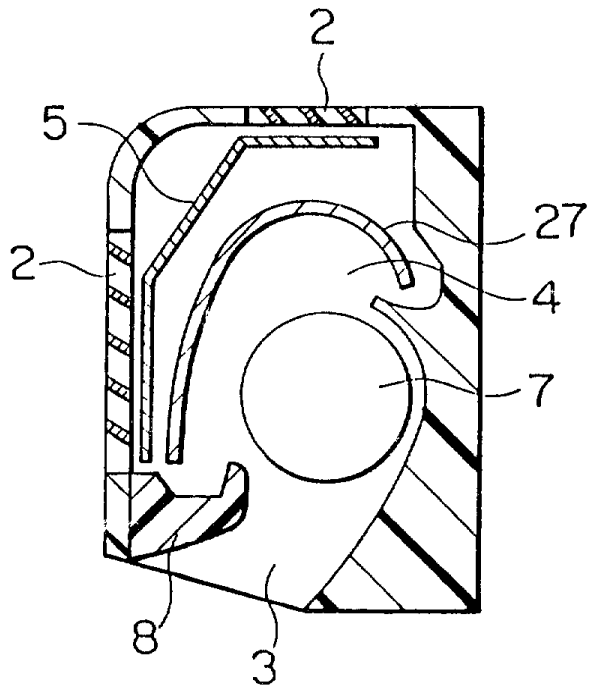


图 8



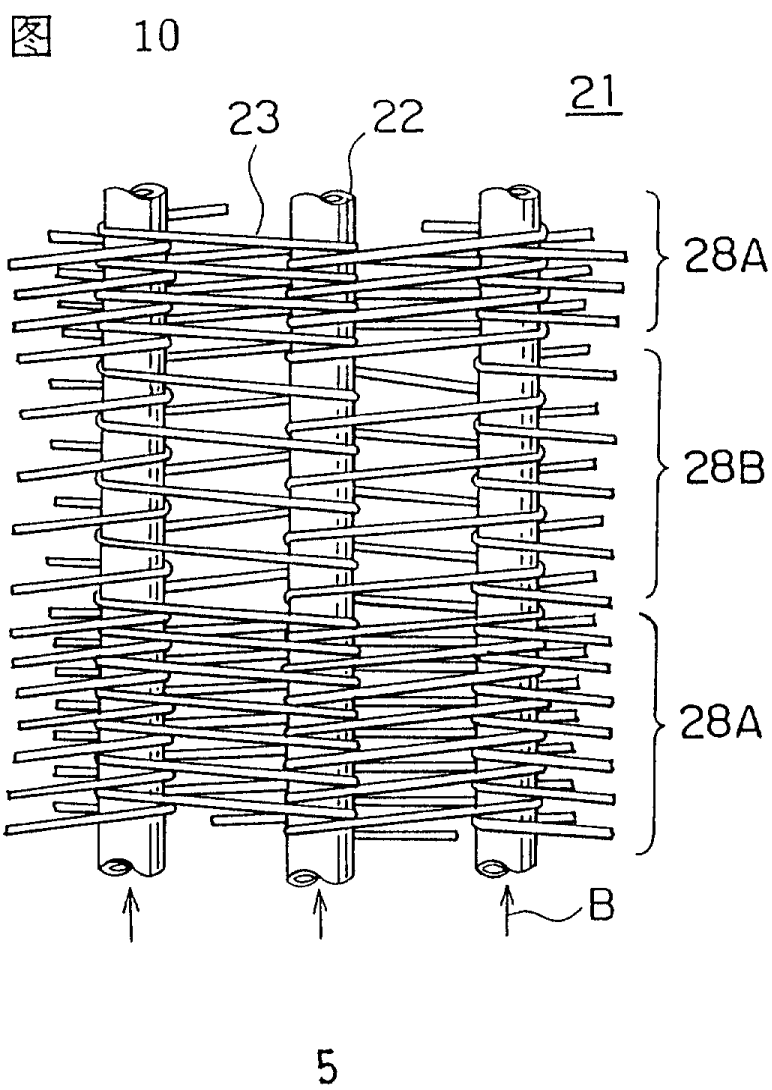
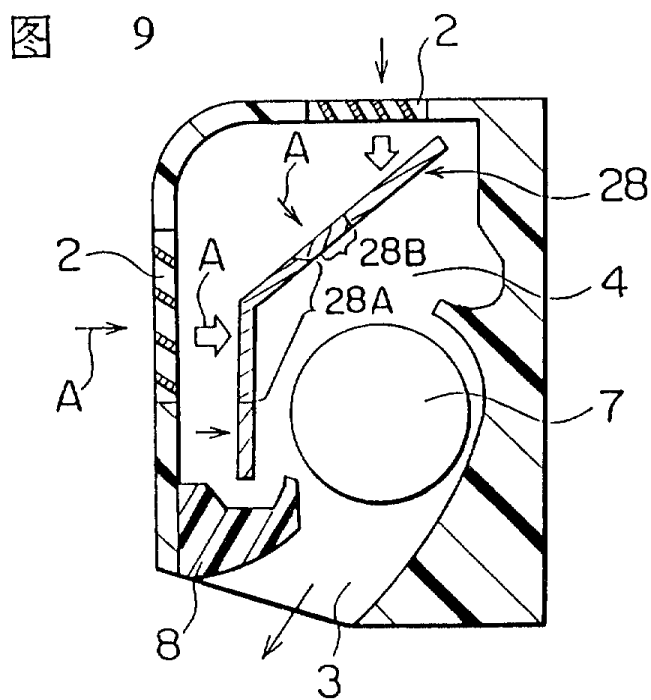


图 11

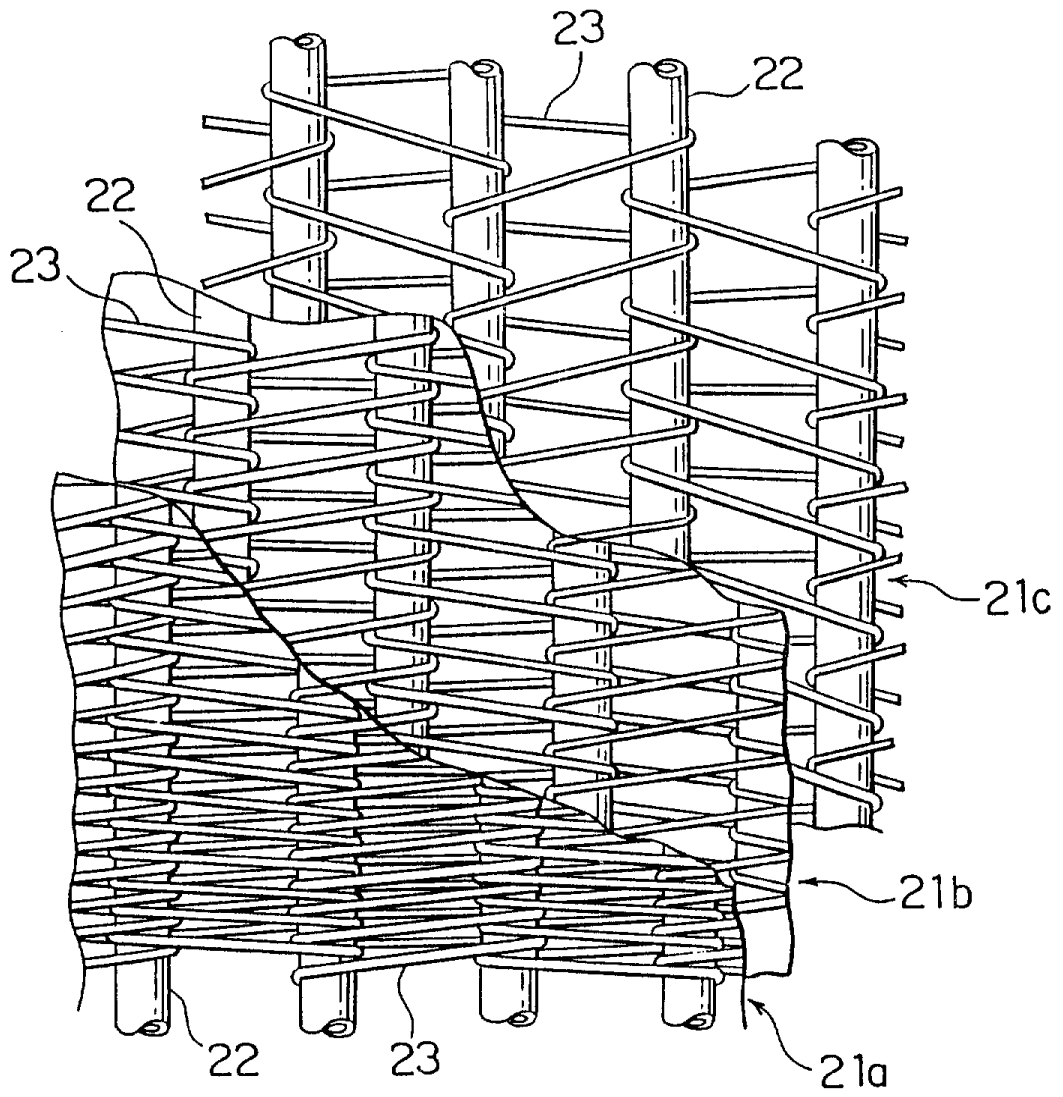


图 12

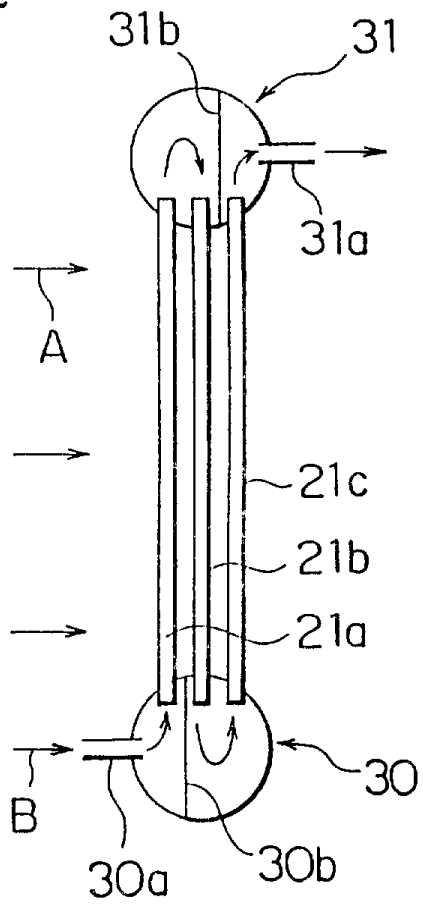


图 13

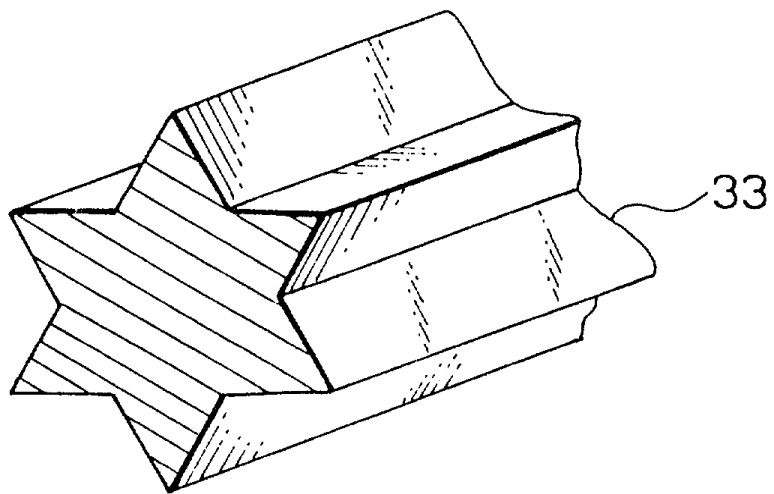


图 14

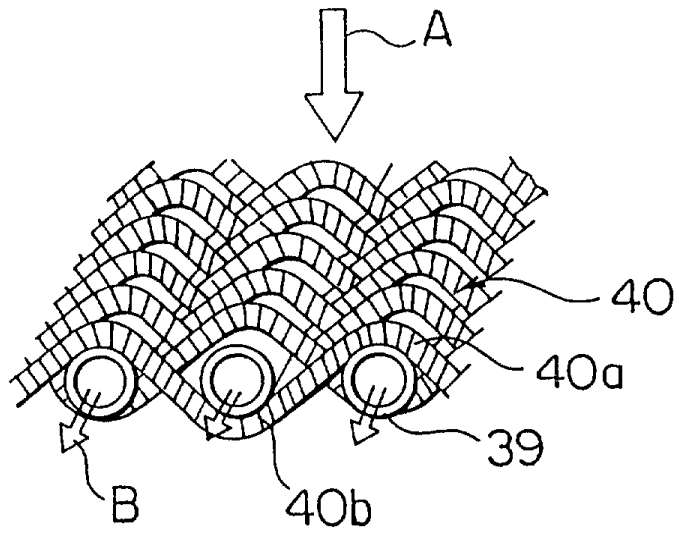


图 15

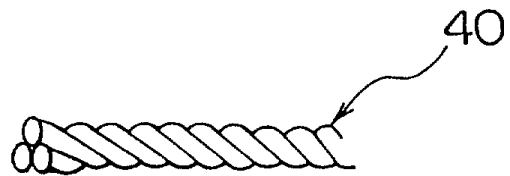


图 16

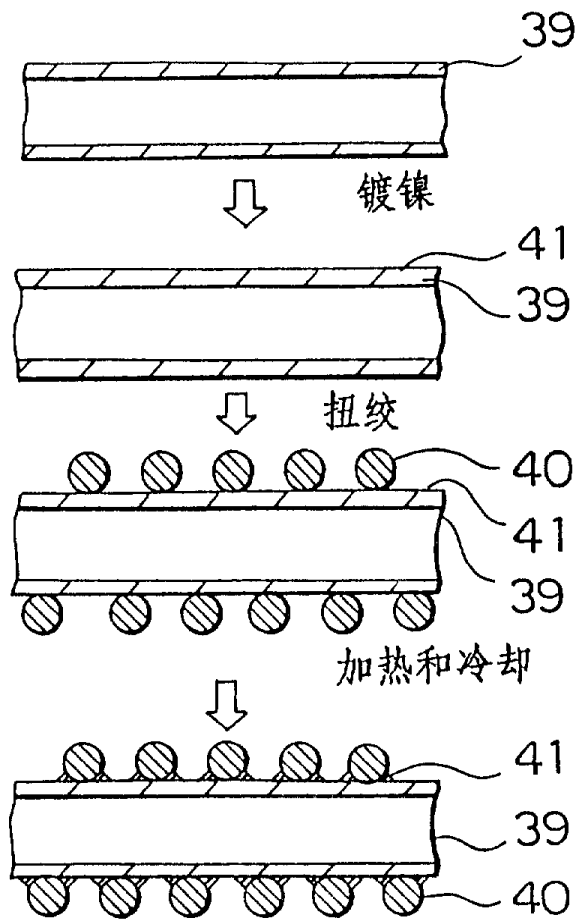
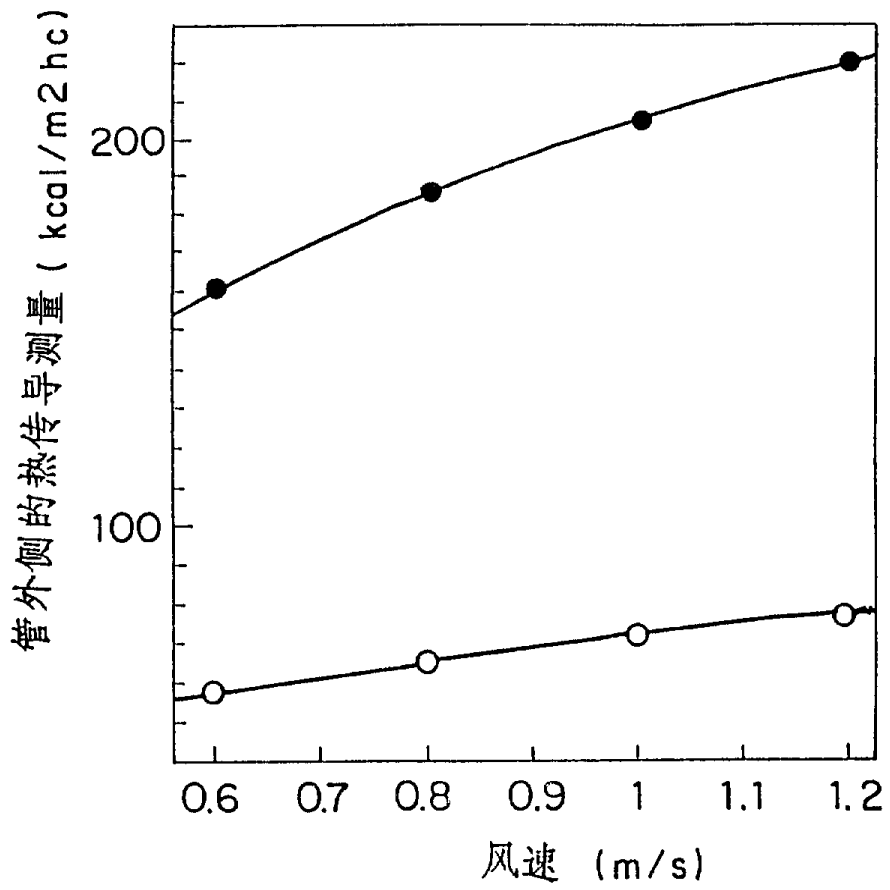
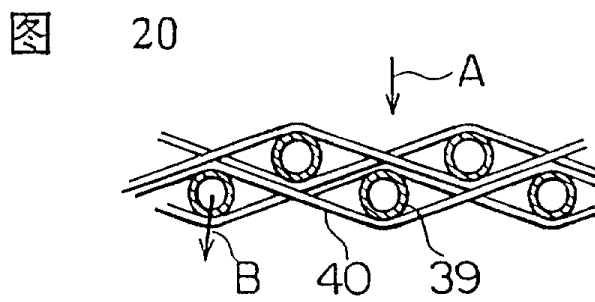
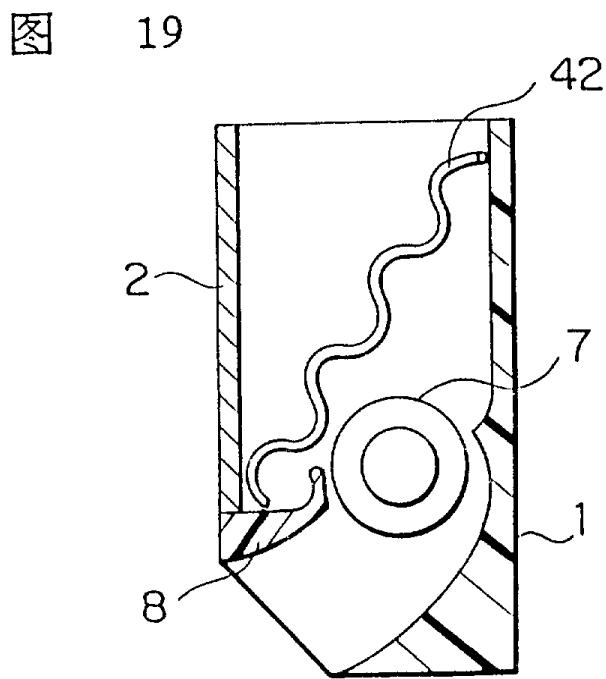
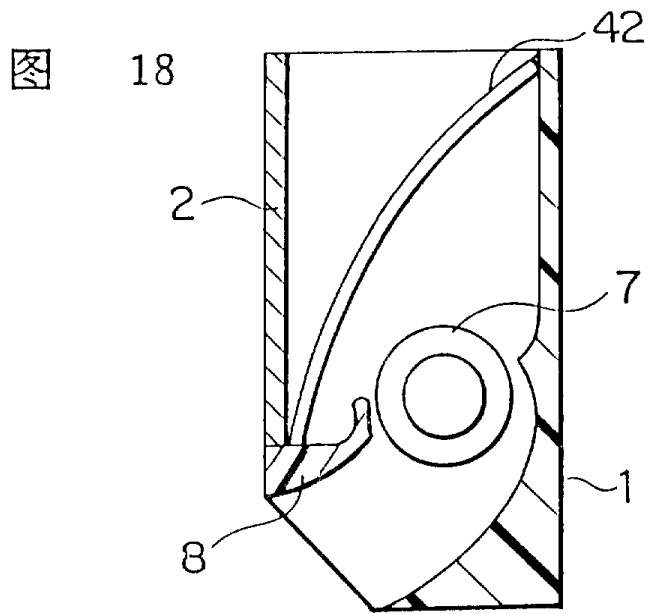


图 17



- : 本发明的热交换器
- : 传统的热交换器



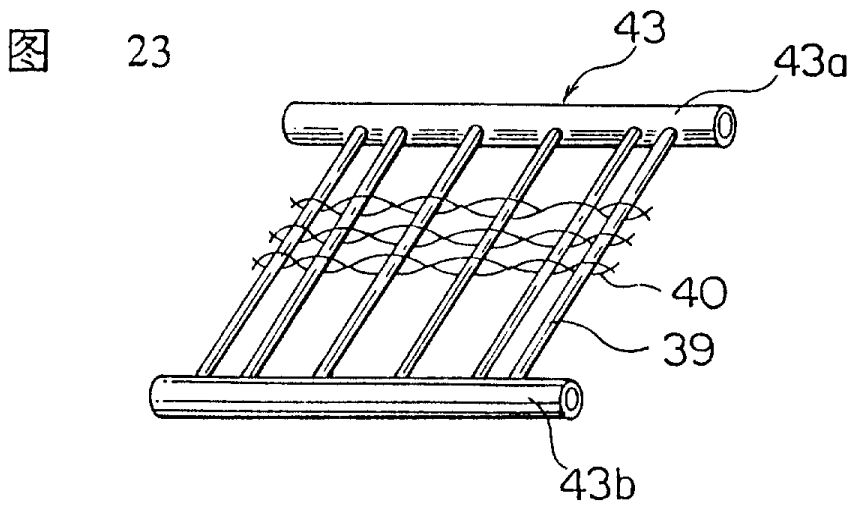
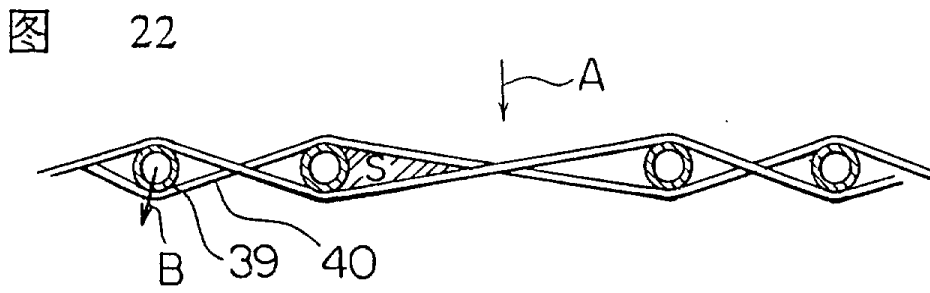
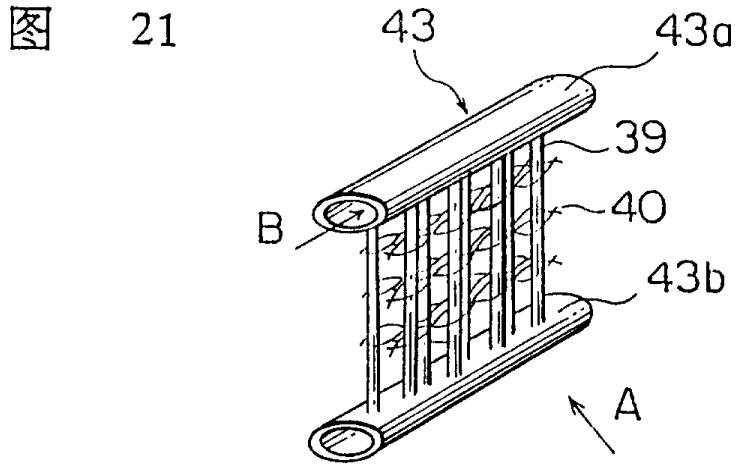


图 24

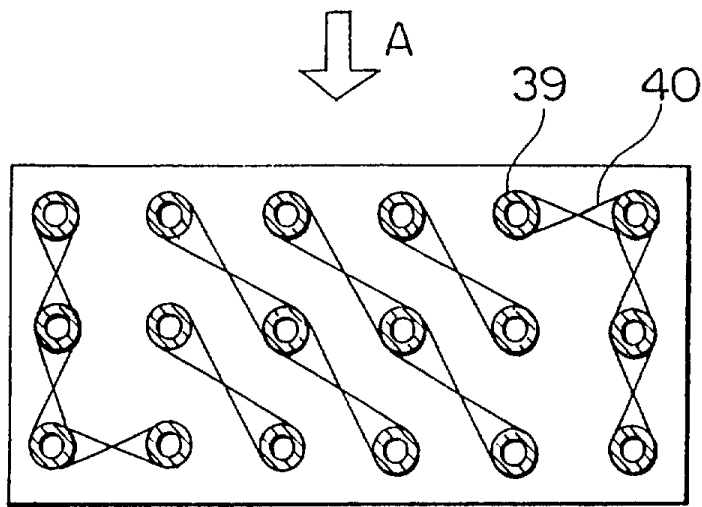


图 25

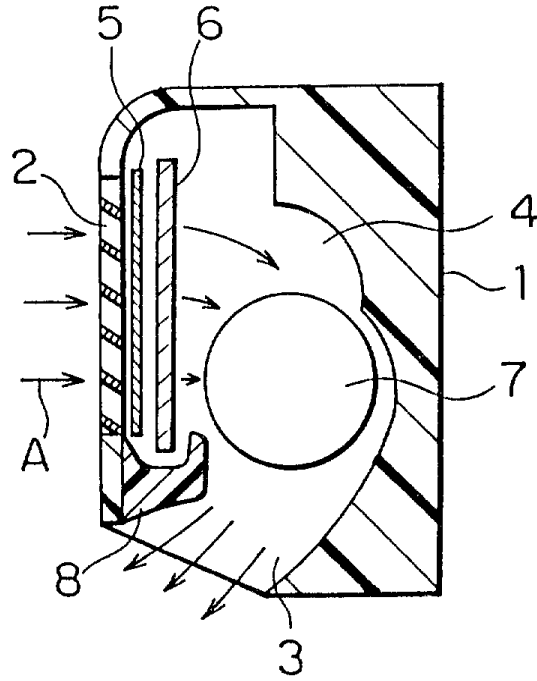


图 26

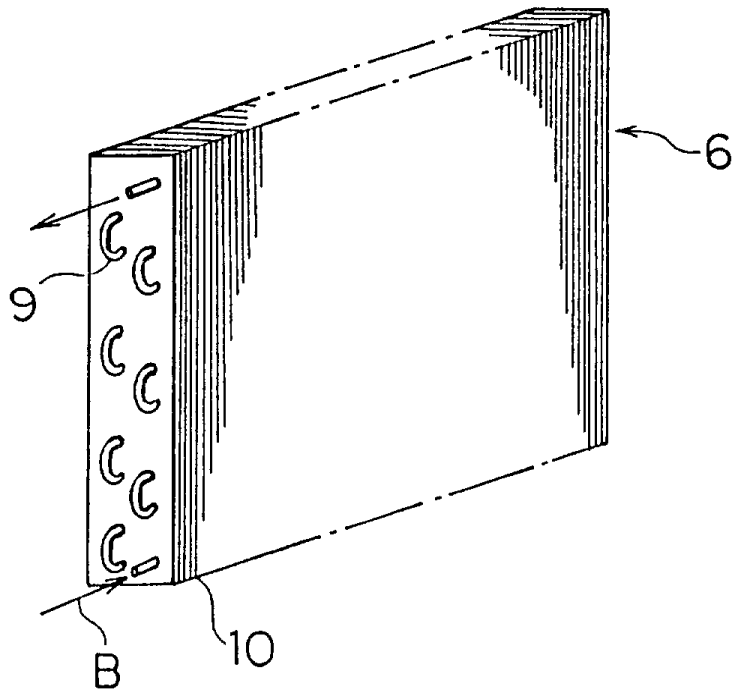


图 27

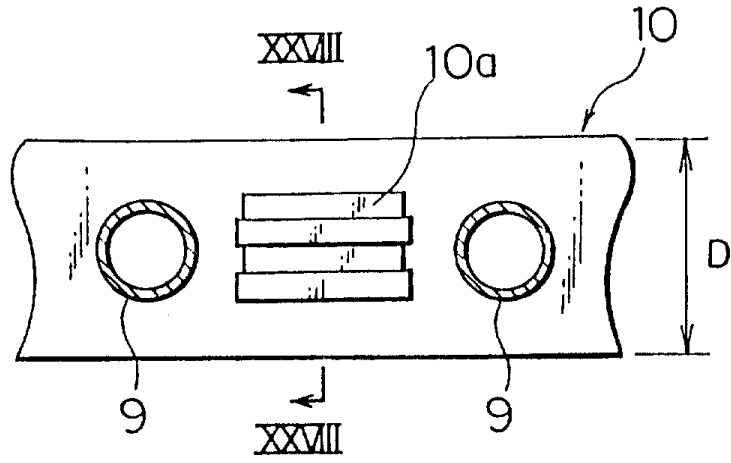


图 28

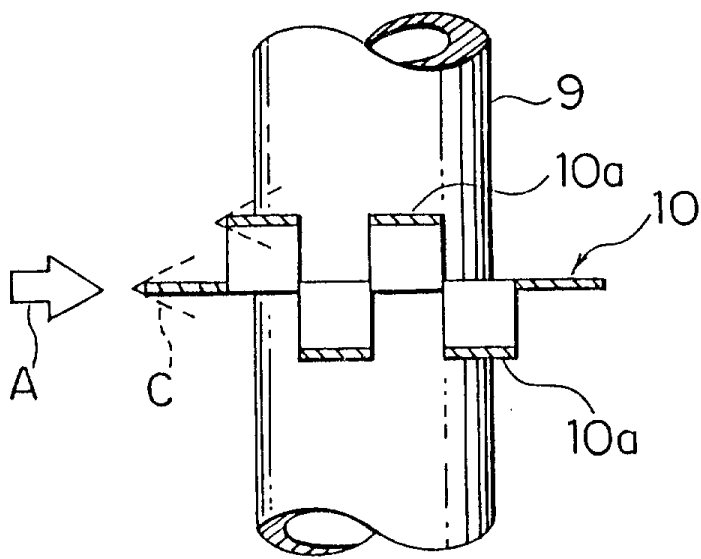


图 29

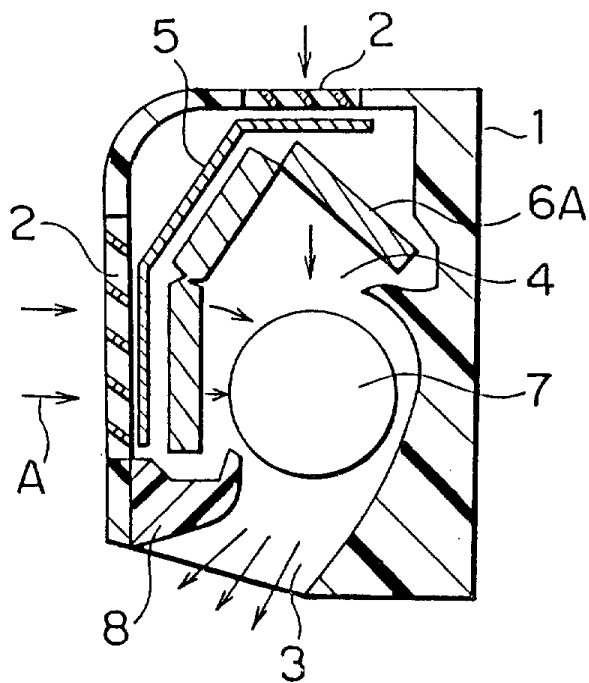


图 30

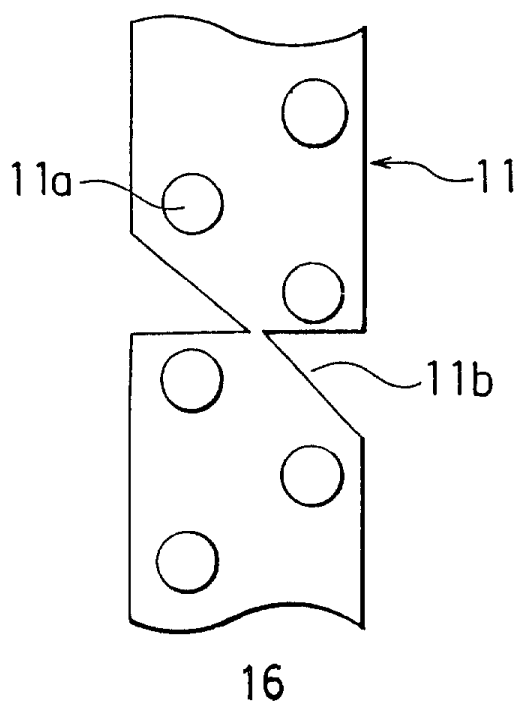


图 31

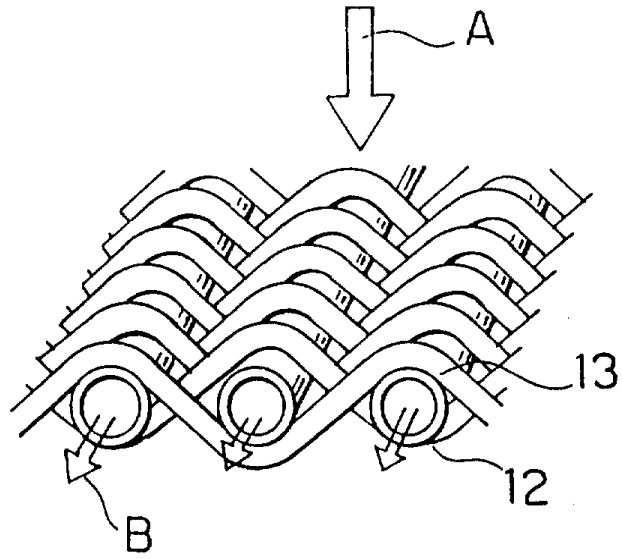


图 32

