



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 101776357 B

(45) 授权公告日 2011. 12. 28

(21) 申请号 200910003071. 6

(22) 申请日 2009. 01. 09

(73) 专利权人 三花丹佛斯(杭州)微通道换热器有限公司

地址 310018 浙江省杭州市经济技术开发区
12 号大街 289 号

(72) 发明人 李恒 黄宁杰

(74) 专利代理机构 北京集佳知识产权代理有限公司 11227

代理人 沈泳 逯长明

(51) Int. Cl.

F25B 39/00 (2006. 01)

F25B 39/02 (2006. 01)

(56) 对比文件

CN 101097122 A, 2008. 01. 02,

JP 2008241057 A, 2008. 10. 09,

JP 2000121264 A, 2000. 04. 28,

WO 0364952 A1, 2003. 08. 07,

CN 1596360 A, 2005. 03. 16,

US 6073686 A, 2000. 06. 13,

CN 101031762 A, 2007. 09. 05,

EP 1724536 A2, 2006. 11. 22,

US 6564863 B1, 2003. 05. 20,

审查员 陈岚岚

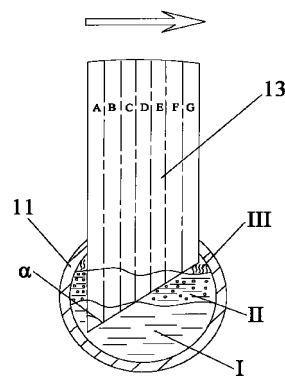
权利要求书 1 页 说明书 6 页 附图 5 页

(54) 发明名称

一种热交换器

(57) 摘要

一种热交换器,包括进、出口集流管、若干根散热管,散热管两端伸入进口集流管、出口集流管内部后密封固定,空气从一个方向流经散热管的外表面,与微通道内的制冷剂进行热交换;散热管在其靠近进风方向侧与靠近出风方向侧的伸入所述进口集流管内的长度不相同,进入散热管在其靠近进风方向侧的微通道中的制冷剂中其液态制冷剂的比例高于进入散热管在其靠近出风方向侧的微通道中的制冷剂中的液态制冷剂比例。本发明通过合理地设计散热管的端部结构,使热交换器在处于蒸发工况时,能够合理地分配进入散热管微通道的不同状态的制冷剂,使制冷剂携带的能量得到合理的利用,并且使散热管内的一系列微通道达到一个比较均衡的换热效果。



1. 一种热交换器,包括进口集流管、与所述进口集流管间隔一定距离的出口集流管、连接所述两个集流管的若干根散热管,所述的散热管包括一系列微通道,所述的散热管大体呈扁平状,其两端伸入进口集流管、出口集流管内部后密封固定,空气从一个方向流经散热管的外表面,与微通道内的制冷剂进行热交换;其特征在于,所述散热管在其靠近进风方向侧与靠近出风方向侧的伸入所述进口集流管内的长度不相同,使进入所述散热管在其靠近进风方向侧的微通道中的制冷剂中其液态制冷剂的比例高于进入所述散热管在其靠近出风方向侧的微通道中的制冷剂中的液态制冷剂比例。

2. 如权利要求 1 所述的热交换器,其特征在于,所述进口集流管基本水平放置,所述散热管位于所述进口集流管的上方,所述散热管伸入所述进口集流管内部的长度沿着进风方向逐渐减短。

3. 如权利要求 1 所述的热交换器,其特征在于,所述进口集流管基本水平放置,所述散热管位于所述进口集流管的下方,所述散热管伸入所述进口集流管内部的长度沿着进风方向逐渐增加。

4. 如权利要求 1-3 任一权利要求所述的热交换器,其特征在于,所述散热管伸入进口集流管内的管口的端面呈平面状。

5. 如权利要求 4 所述的热交换器,其特征在于,所述的端面与微通道方向的夹角为 $20^{\circ} \sim 70^{\circ}$ 。

6. 如权利要求 5 所述的热交换器,其特征在于,所述的端面与微通道方向的夹角为 $30^{\circ} \sim 60^{\circ}$ 。

7. 如权利要求 1-3 任一权利要求所述的热交换器,其特征在于,所述散热管伸入进口集流管内的管口的端面呈曲线变化,所述端面呈曲面状,使进入所述散热管的管口的微通道中的制冷剂中的液态制冷剂比例与该微通道与外部空气换热效果成正比例关系。

8. 如权利要求 7 所述的热交换器,其特征在于,所述端面的两端部对角线与所述微通道方向的夹角为 $20^{\circ} \sim 70^{\circ}$ 。

9. 如权利要求 8 所述的热交换器,其特征在于,所述端面的两端部对角线与所述微通道方向的夹角为 $30^{\circ} \sim 60^{\circ}$ 。

一种热交换器

技术领域

[0001] 本发明涉及热交换器技术领域,特别涉及一种用于制冷系统中如空调、冷冻冷藏箱中的作为蒸发器使用的热交换器

背景技术

[0002] 热交换器是实现冷、热流体间热量传递的设备,广泛应用于暖通空调等领域。

[0003] 图 1 为现有技术中一种典型的热交换器的结构示意图。热交换器 1 包括相互平行的进口集流管 11、出口集流管 12,两者通常可以平行地设置,且两者之间具有多根大体上平行设置的散热管 13;散热管 13 的横截面多为扁形,且通常将散热管 13 的通道分隔成若干个,所述通道也被称为微通道。进口集流管 11 和出口集流管 12 相对应的管壁上各设有多个散热管接口(图中未示出),散热管 13 的两端分别通过所述散热管接口插装入所述进口集流管 11 与出口集流管 12 中,从而将两者连通。

[0004] 为了尽可能充分地实现热交换,可以在进口集流管 11 和 / 或出口集流管 12 中设置若干横向隔板(图中未示出),从而可以将热交换器 1 中的换热介质流通通道设为弯折的蛇形;所述换热介质因此自进液管 17 流入进口集流管 11,并在各条散热管 13 中横向流动,最终从排液管 18 中流出热交换器 1。图示的进液管 17 和排液管 18 设置在进口集流管 11 的同一侧方面,而通常在应用时也可以分别设置在进口集流管 11 和出口集流管 12 上。同时,为了进一步提高换热效率,可以在相邻的散热管 13 之间,以及散热管 13 与上边板 15、下边板 16 之间设置翅片 14;翅片 14 大体呈波浪状,其波峰部与波谷部分别固定连接散热管 13 或者上边板 15、下边板 16。

[0005] 外部空气自热交换器 1 的一侧(进风侧)流经上述散热管 13 以及翅片 14 的表面,经过热交换之后上述外部空气自热交换器 1 的另一侧(排风侧)流出。

[0006] 在热交换器的实际使用过程中,尤其是热交换器作为蒸发器使用时,通常将热交换器 1 按照图 1 的位置转动 90 度放置,即把进口集流管 11 水平放置,显然,出口集流管 12 也同样呈水平状态。这种放置方式可以使热交换过程中所产生的冷凝水可以沿着扁管或者沿着呈波浪形的翅片流下,从而避免冷凝水堆积在热交换器翅片内部而影响热交换的效果。

[0007] 当进口集流管 11 位于出口集流管 12 下方放置,且热交换器所限定的平面与地面呈垂直状态时,进口集流管 11 的径向剖视图如图 3 所示。制冷剂通过进液管 17 进入进口集流管 11。在进液管 17 内,制冷剂呈现两相态,由于受重力的作用,制冷剂大致分为三层,液态制冷剂 I 位于进口集流管 11 的底层,气态制冷剂 III 位于进口集流管 11 的顶层,处于两者之间为气液两相态制冷剂 II。

[0008] 请参照图 2,图 2 是现有技术中散热管的局部立体视图。散热管 13 呈规则的扁形长方体状,具有两个侧面 131、132 以及上平面 135、下平面 136 和端面 133。且两个侧面 131、132 互相平行设置;上平面 135 和下平面 136 也平行设置。端面 133 大体呈平面状,并且在其上设置有若干个相邻的制冷剂微通道 134;端面 133 与两个侧面 131、132 均为垂直设置。

[0009] 请参照图 3, 图 3 是现有技术的进口集流管在工作状态的局部剖视图。散热管共分成 9 个微道通 (具体微道通的个数根据不同的使用条件可以有所不同)。通过图 3 可以得知, 制冷剂同时呈液态、气液两相态和气态三种状态时, 散热管 13 的端面由于呈水平放置, 因此根据散热管 13 插入进口集流管内的深度的不同, 其端面始终只能接触到某一种状态的制冷剂, 即在蒸发器工况下, 进入散热管 13 的 9 个微通道 A-I 的往往是呈同一种状态的制冷剂。

[0010] 另一方面, 在蒸发器工况下, 如图 3 所示, 高温的空气从左端流入散热管 13 及翅片 (图中未示出) 的表面, 经过热交换的过程后由右端排出 (即图中空心箭头所示方向)。由于热交换是一个持续的过程, 高温的空气在进行热交换的过程当中, 温度逐渐降低, 在排风侧排出后成为低温空气; 也就是说越靠近散热管 13 的右边, 从空气传递到制冷剂的动力 (传热温差) 越低。又由于上述散热管 13 的若干个通道中进入的是同一种状态的制冷剂, 而相同状态的制冷剂只有吸收相同的热量才能达到相同的出口状态; 显然, 越靠近图示的散热管 13 的右边, 制冷剂出口温度越低, 热交换的效果相对越差, 甚至部分微通道换热不充分, 即微通道出口制冷剂依旧呈气液两相态或者是出口过热度不足, 从而使换热器的整体换热效率降低。

[0011] 以上介绍了进口集流管 11 位于下方, 出口集流管 12 位于上方水平放置, 热交换器所限定的平面与地面呈垂直状态时的散热管各通道的制冷剂流向, 显然, 当进口集流管 11 位于上方, 出口集流管 12 位于下方水平放置, 热交换器所限定的平面与地面呈垂直状态时, 散热管内各通道的制冷剂流向也存在同样的问题, 在此不一一赘述; 当进口集流管 11 和出口集流管 12 水平放置, 热交换器所限定的平面与地面有不垂直呈一定角度时, 也在一定程度上存在着这个问题, 在此也不一一赘述。

[0012] 因此, 如何提高换热器的换热效率, 合理地分配进入散热管的不同状态的制冷剂, 使热量得到合理的利用, 并且使散热管内各通道达到一个比较均衡的换热效果, 是本领域技术人员所要解决的技术问题。

发明内容

[0013] 本发明的目的是提供一种热交换器, 其能够合理地分配制冷剂流入散热管的一系列微通道中, 使散热管内各通道换热效果均衡, 并且在现有技术的基础上提高换热器的换热效果和换热效率。

[0014] 为了解决上述技术问题, 本发明提供一种热交换器, 包括进口集流管、与所述进口集流管间隔一定距离的出口集流管、连接所述两个集流管的若干根散热管, 所述的散热管包括一系列微通道, 所述的散热管大体呈扁平状, 其两端伸入进口集流管、出口集流管内部后密封固定, 空气从一个方向流经散热管的外表面, 与微通道内的制冷剂进行热交换; 其特征在于, 所述散热管在其靠近进风方向侧与靠近出风方向侧的伸入所述进口集流管内的长度不相同, 使进入所述散热管在其靠近进风方向侧的微通道中的制冷剂中其液态制冷剂的比例高于进入所述散热管在其靠近出风方向侧的微通道中的制冷剂中的液态制冷剂比例。

[0015] 优选地, 所述进口集流管基本水平放置, 所述散热管位于所述进口集流管的上方, 所述散热管伸入所述进口集流管内部的长度沿着进风方向逐渐减短。

[0016] 优选地, 所述进口集流管基本水平放置, 所述散热管位于所述进口集流管的下方,

所述散热管伸入所述进口集流管内部的长度沿着进风方向逐渐增加。

[0017] 优选地,所述散热管伸入进口集流管内的管口的端面呈平面状。

[0018] 优选地,所述的端面与微通道方向的夹角为 $20^{\circ} \sim 70^{\circ}$ 。

[0019] 优选地,所述的端面与微通道方向的夹角为 $30^{\circ} \sim 60^{\circ}$ 。

[0020] 优选地,所述散热管伸入进口集流管内的管口的端面呈曲线变化,所述端面呈曲面状,使进入所述散热管的管口的微通道中的制冷剂中的液态制冷剂比例与该微通道与外部空气换热效果成正比例关系。

[0021] 优选地,所述端面的两端部对角线与所述微通道方向的夹角为 $20^{\circ} \sim 70^{\circ}$ 。

[0022] 优选地,所述端面的两端部对角线与所述微通道方向的夹角为 $30^{\circ} \sim 60^{\circ}$ 。

[0023] 本发明具有的有益效果是:通过合理地设计散热管的端部结构,使热交换器在处于蒸发工况时,能够合理地分配进入散热管微通道的不同状态的制冷剂,使制冷剂携带的能量得到合理的利用,并且使散热管内各通道达到一个比较均衡的换热效果。

附图说明

[0024] 图 1 为现有技术中一种典型的热交换器的结构示意图;

[0025] 图 2 为现有技术热交换器的散热管的局部立体视图;

[0026] 图 3 为现有技术进口集流管和散热管在工作状态时的局部剖视图。

[0027] 图 4 为本发明第一实施方式的散热管立体视图;

[0028] 图 5 为本发明第一实施方式进口集流管和散热管在工作状态时的局部剖视图。

[0029] 图 6 为本发明第二实施方式的散热管立体视图;

[0030] 图 7 为本发明第二实施方式进口集流管和散热管在工作状态时的局部剖视图。

具体实施方式

[0031] 为了使本技术领域的人员更好地理解本发明方案,下面结合附图和实施方式对本发明作进一步的详细说明。

[0032] 为便于说明本发明与现有技术的区别,对于和现有技术中结构相同,并且作用也相同的部件采用同一编号。

[0033] 第一实施方式

[0034] 请参考图 4,图 4 为本发明第一实施方式的散热管立体视图。

[0035] 在第一实施方式中,本发明所提供的散热管 13,具有两个侧边 131、132,且两个侧边 131、132 互相平行设置。散热管还包括互相平行的上平面 135 和下平面 136;所述的两个侧边 131、132 以及上平面 135、136 围成一个呈扁平状的散热管 13。散热管 13 的内部具有若干个微通道 134,微通道的数量可以根据实际需要确定。本发明为便于说明制冷剂进入微通道的过程,在本实施方式中微通道的数量设定为 7 个,对于每个具体的微通道分别以标号 A-G 表示。

[0036] 微通道的成型可以采用折叠的方法,即将一块呈平面状的型材进行折叠,从而形成一系列相邻的微通道,然后经过高频焊接或者过炉焊接成型。也可以采用挤压成型的方法,即将铝材通过模具拉制而成。

[0037] 散热管的管口的端部形成有端面 133'，在本实施方式中，端面 133' 呈平面状，但其所限定的平面与散热管 12 的两个侧边 131、132 之间具有一定的角度。这里，两个侧边 131、132 与散热管 13 的若干个微通道 134 均互相平行，端面 133' 与微通道 134 形成的夹角中，将其中的锐角设定为角度 α ，该角度 α 的取值范围为 $20^\circ \sim 70^\circ$ 较为合适，如果夹角小于 20° ，则由于受进口集流管的空间所限，在散热管 13 伸入进口集流管内部时，其端部不容易完全伸入到进口集流管的内部，并使进口集流管内的流通面积受到较大影响；如果夹角大于 70° 甚至接近 90° ，则会使本发明的效果不明显。更加优选的，该角度 α 的取值范围为 $30^\circ \sim 60^\circ$ 。

[0038] 如图 5 所示，图 5 为本发明第一实施方式中进口集流管和散热管在工作状态时的局部剖视示意图。

[0039] 在本实施方式中，进口集流管 11 水平放置且位于下方，相应地，出口集流管 12 位于上方，且进口集流管 11 和出口集流管 12 所共同限定的平面与水平面呈基本垂直状态或与水平面呈一个角度。当热交换器处于蒸发工况时，制冷剂通过进液管（图中未示出）进入进口集流管 11 内，理论上这部份如果全部为液态制冷剂是最佳，但依据空调基本理论卡诺循环，在实际情况下此时的制冷剂通常呈两相态，在进入进口集流管 11 之后，由于受重力的作用，使得制冷剂中分成三层，其中液态层 I 沉积在进口集流管 11 的底部，气态层 III 位于进口集流管 11 的顶部，位于液态层 I 和气态层 III 之间的是呈汽液两相态的制冷剂，即气液两相层 II。

[0040] 另一方面，高温空气沿着图 5 所示空心箭头方向，由进风侧（图示的左端）进入散热管 13 之间以及散热管 13 和翅片（图中未示出），经过与进入微通道的制冷剂进行热交换后，从出风侧（图示的右端）排出。

[0041] 由于本实施方式中，散热管的端面与其两侧边呈 α 角度，因此沿着进风的方向，散热管 13 伸入进口集流管 11 的长度逐渐减少，其管口的端面就可以接触到处于不同液态制冷剂比例状态的制冷剂，总的来说，越靠近进风侧的微通道，进入的液态制冷剂比例就越高，反之，越靠近排风侧，进入的液态制冷剂就越少即相应的液态制冷剂比例越低。如图 5 所示，液态制冷剂进入微通道 A/B/C，气液两相态的制冷剂进入微通道 D/E/F，气态制冷剂进入微通道 G。

[0042] 在与散热管进行热交换的过程当中，高温空气的温度将会逐渐降低，在排风侧排出后成为低温空气，也就是说越靠近散热管 13 的右边，能量从空气传递到制冷剂的动力（传热温差）越低。而对于不同状态的制冷剂来说，要达到相同的出口状态，液态制冷剂需要吸收更多的热量，气液两相态次之，气态制冷剂所需吸收的热量最少。

[0043] 在本实施方式中，微通道 A-G 进入的是不同状态的制冷剂，高温空气首先与左边的微通道 A/B/C 的液态制冷剂进行热交换，这个过程之后，空气的温度会降低；此时再接着与微通道 D/E/F 中的气液两相态制冷剂进行热交换，空气的温度会进一步降低；最后再与微通道 G 中的气态制冷剂进行热交换，然后从排风侧排出。这样，就实现了对散热管的整体表面积及空气热量的充分利用，使得制冷剂各个微通道的出口状态比较接近，从而达到热交换的均衡，提高作为蒸发器使用的热交换器的使用效率。

[0044] 另外，本实施方式中，所述散热管基本呈一个垂直状态；而实际上，对于散热管倾斜而非垂直时，通过改变 α 角，同样可取得较好的效果即并不限于图 5 所示的状态。

[0045] 第二实施方式

[0046] 请参考图 6, 图 6 为本发明第二实施方式的散热管立体视图。

[0047] 在第二实施方式中, 本发明所提供的散热管 13, 具有两个侧边 131、132, 且两个侧边 131、132 互相平行设置。散热管还包括互相平行的上平面 135 和下平面 136; 所述的两个侧边 131、132 以及上平面 135、136 围成一个呈扁平状的散热管 13。散热管 13 的内部具有若干个微通道 134, 微通道的数量可以根据实际需要确定。本发明为便于说明制冷剂进入微通道的过程, 在本实施方式中微通道的数量设定为 7 个, 对于每个具体的微通道分别以标号 A-G 表示。

[0048] 微通道的成型可以采用折叠的方法, 即将一块呈平面状的型材进行折叠, 从而形成一系列相邻的微通道, 然后经过高频焊接或者过炉焊接成型。也可以采用挤压成型的方法, 即将铝材通过模具拉制而成。

[0049] 散热管的端部形成有端面 133'', 在本实施方式中, 端面 133'' 呈波浪形的曲面状。两个侧边 131、132 与散热管 13 的若干个微通道 134 均互相平行, 这里, 端面 133'' 两端部的对角线与微通道 134 所限定的方向具有一定的夹角。将其中的锐角设定为角度 β , 该角度 β 的取值范围为 $20^{\circ} \sim 70^{\circ}$ 较为合适, 若夹角小于 20° , 则由于受进口集流管的空间所限, 散热管的端部不容易完全插入到进口集流管的内部; 若夹角大于 70° 甚至接近 90° , 则会使本发明的效果不明显。更加优选的, 该角度 β 的取值范围为 $30^{\circ} \sim 60^{\circ}$ 。

[0050] 如图 7 所示, 图 7 为本发明第二实施方式进口集流管和散热管在工作状态时的局部剖视示意图。

[0051] 本实施方式与第一实施方式的区别在于, 进口集流管 11 水平放置且位于上方, 相应地, 出口集流管 12 位于下方, 且进口集流管 11 和出口集流管 12 所共同限定的平面与水平面呈垂直状态。当热交换器处于蒸发工况时, 制冷剂通过进液管 (图中未示出) 进入进口集流管 11 内, 此时的制冷剂通常呈两相态, 在进入进口集流管 11 之后, 由于受重力的作用, 使得制冷剂中分成三层, 其中液态层 I 沉积在进口集流管 11 的底部, 气态层 III 位于进口集流管 11 的顶部, 位于液态层 I 和气态层 III 之间的是呈汽液两相态的制冷剂, 即气液两相层 II。

[0052] 由于本实施方式中, 散热管的端面与其两侧边呈 β 角度, 因此其端面就可以接触到处于不同状态的制冷剂。如图 7 所示, 液态制冷剂进入微通道 A/B/C, 气液两相态的制冷剂进入微通道 D/E/F, 气态制冷剂进入微通道 G。

[0053] 另一方面, 高温空气沿着图 7 所示空心箭头方向, 由进风侧 (图示的左端) 进入散热管 13 之间以及散热管 13 和翅片 (图中未示出), 经过与进入微通道的制冷剂进行热交换后, 从排风侧 (图示的右端) 排出。

[0054] 在与散热管进行热交换的过程当中, 高温空气的温度将会逐渐降低, 在排风侧排出后成为低温空气, 也就是说越靠近散热管 13 的右边, 从空气传递到制冷剂的动力 (传热温差) 越低。而对于不同状态的制冷剂来说, 要达到相同的出口状态, 液态制冷剂需要吸收更多的热量, 气液两相态次之, 气态制冷剂所需吸收的热量最少。

[0055] 在本实施方式中, 微通道 A-G 进入的是不同状态的制冷剂, 高温空气首先与左边的微通道 A/B/C 的液态制冷剂进行热交换, 这个过程之后, 空气的温度会降低; 此时再接着与微通道 D/E/F 中的气液两相态制冷剂进行热交换, 空气的温度会进一步降低; 最后再与

微通道 G 中的气态制冷剂进行热交换,然后从排风侧排出。另外,本实施方式中,所述散热管基本呈一个垂直状态;而实际上,对于散热管倾斜而非垂直时,通过改变 β 角,同样可取得较好的效果,即并不限于图 7 所示的状态。

[0056] 具体地,散热管 13 的进入进口集流管 11 的管口的端面的形状可以根据散热管 13 中的微通道 A-G 与通过的空气的热交换效率来设定,针对热交换效果最好的微通道,使其流入的制冷剂中液态制冷剂的比例最高,而针对热交换效果最差的微通道,使其流入的制冷剂中液态制冷剂的比例最低,从而使整个微通道的出口部位的制冷剂的状态接近。这样,就实现了对微通道的散热表面积及空气热量的充分利用,使得制冷剂各个微通道的出口状态比较接近,从而达到热交换的均衡。

[0057] 另外,上面所述实施方式中散热管内设置的微通道为方便描述起见,是按 7 个微通道进行描述的,而实际上散热管的微通道的数量可以是多个,从最少的 2 个,到 6 个、8 个,甚至于更加多的有 11 个、13 个甚至于 20 多个,都应该视作为本发明的保护范围。

[0058] 应当指出的是,制冷剂在进入进口集流管内部后,虽然大致可以分为液态、气液两相态和气态三层,但这三层之间并没有绝对明确的界限,本发明通过设置散热管伸入进口集流管内部的长度,同时利用不同状态的制冷剂由于受重力作用会大致分层的特点,可以使液态制冷剂尽可能多地进入靠近进风侧的微通道,而使气态制冷剂尽可能进入靠近排风侧的微通道,从而提高了换热器的整体换热效率。

[0059] 以上对本发明所提供的热交换器及其散热管进行了详细介绍。本文中应用了具体个例对本发明的原理及实施方式进行了阐述,以上实施例的说明只是用于帮助理解本发明的方法及其核心思想。应当指出,对于本技术领域的普通技术人员来说,在不脱离本发明原理的前提下,还可以对本发明进行若干改进和修饰,比如,在第一实施方式中也可以使用曲面状的散热管端面,同样,第二实施方式中也可以使用平面状态的散热管的端面;散热管的端面除了平面和曲面之外,也可以制成台阶状等任何可能的形状,只需满足使进入散热管在其靠近进风方向侧的微通道中的制冷剂中其液态制冷剂的比例高于进入所述散热管在其靠近出风方向侧的微通道中的制冷剂中的液态制冷剂比例即可实现本发明的目的。这些改进和修饰也落入本发明权利要求的保护范围内。

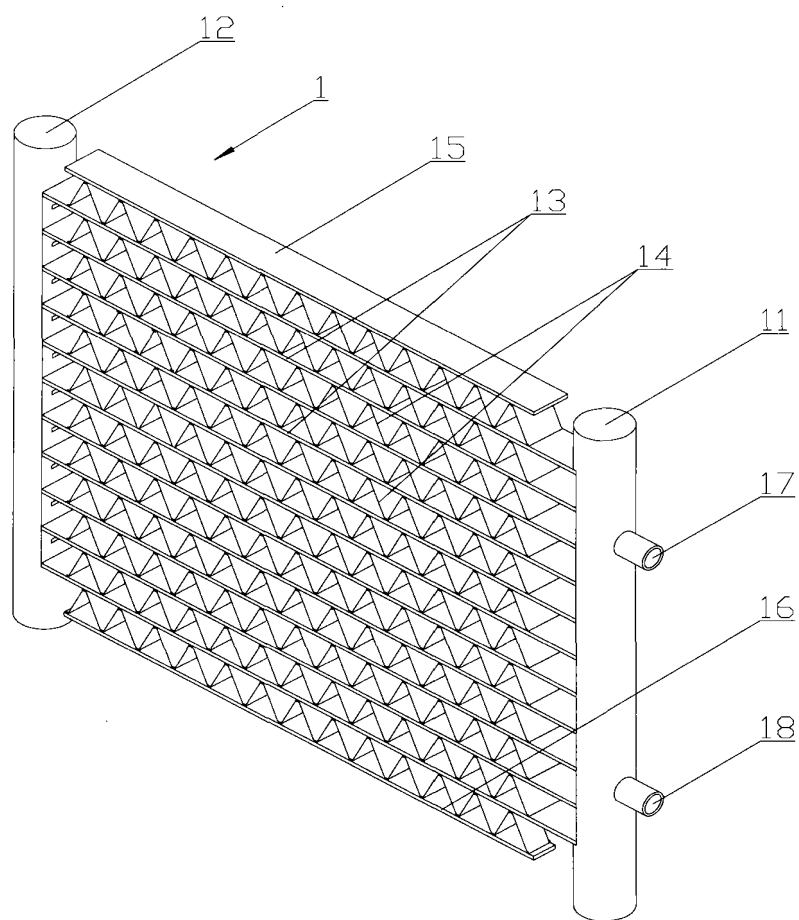


图 1

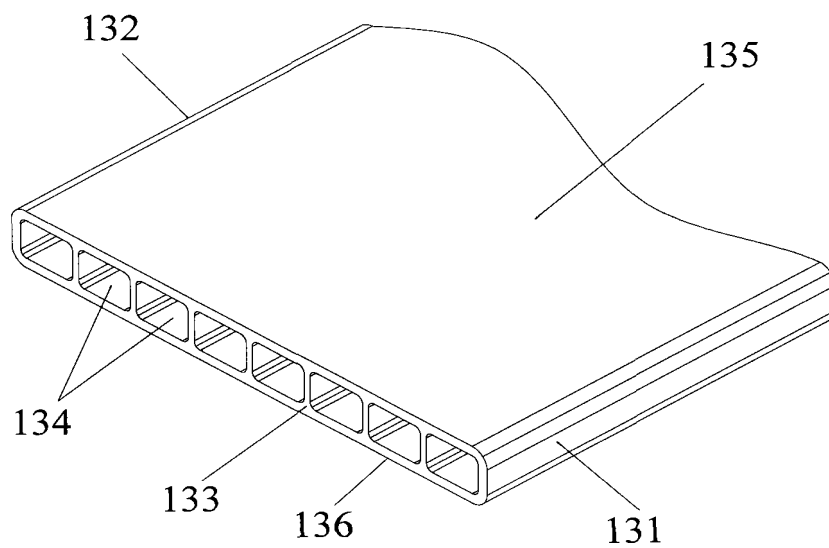


图 2

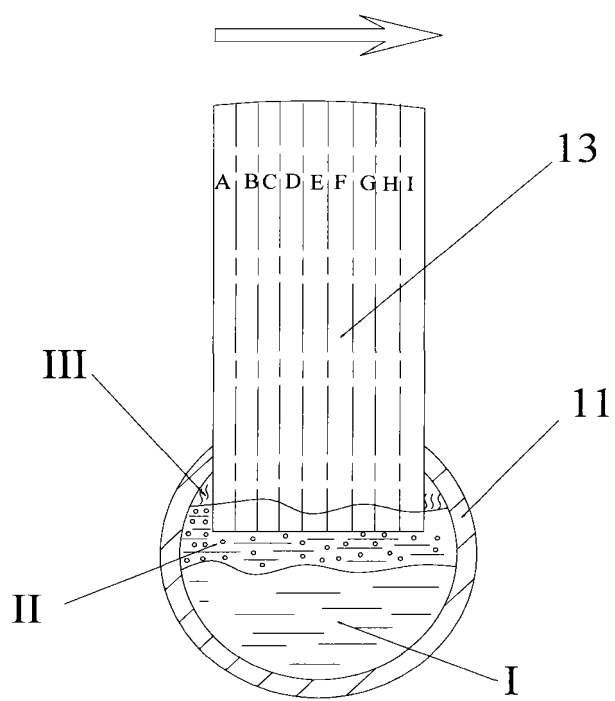


图 3

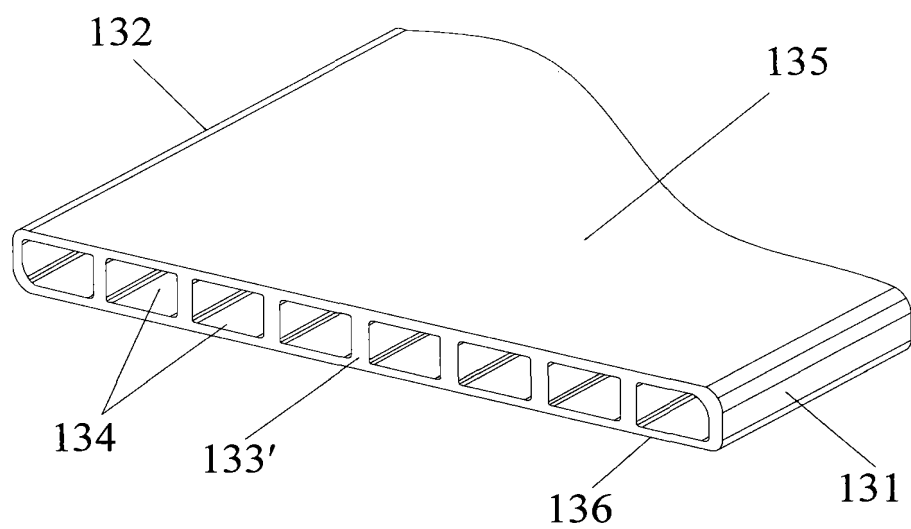


图 4

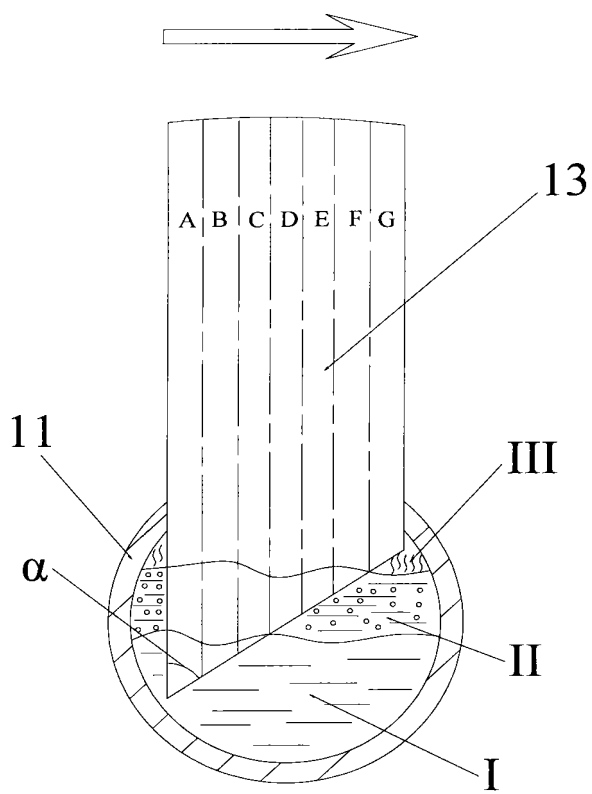


图 5

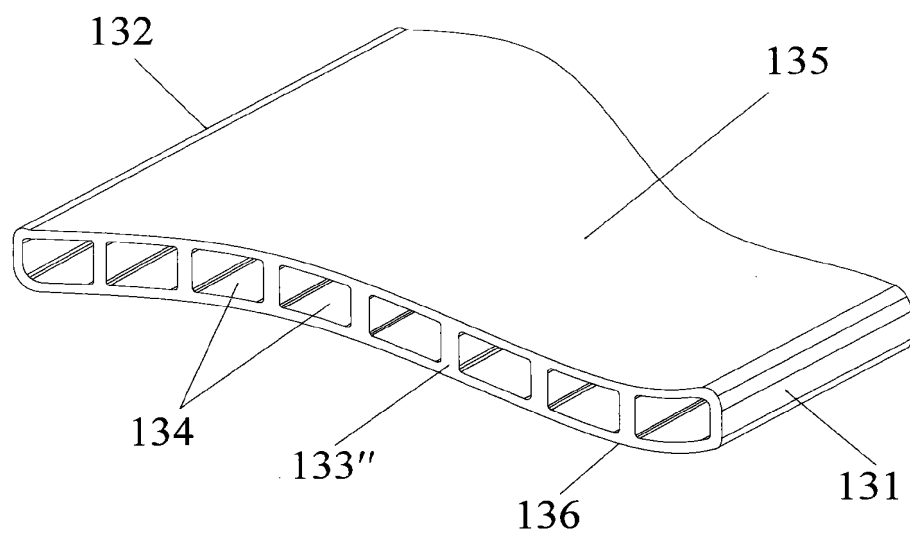


图 6

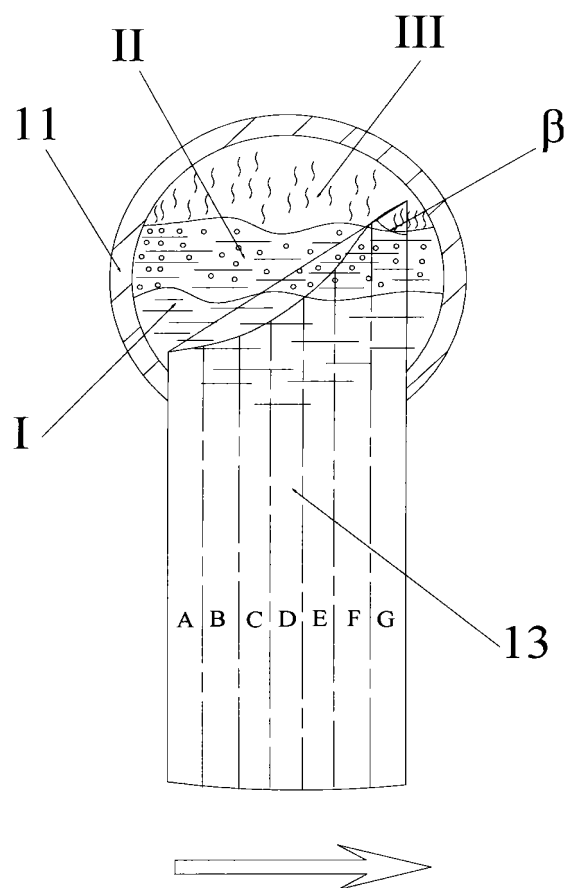


图 7