

[19] 中华人民共和国国家知识产权局



[12] 发明专利申请公布说明书

[21] 申请号 200580029493.0

[51] Int. Cl.

F28F 13/12 (2006.01)

F28D 1/053 (2006.01)

B60H 1/32 (2006.01)

F28F 1/32 (2006.01)

[43] 公开日 2007年8月1日

[11] 公开号 CN 101010555A

[22] 申请日 2005.9.7

[21] 申请号 200580029493.0

[30] 优先权

[32] 2004.9.8 [33] JP [31] 260740/2004

[86] 国际申请 PCT/JP2005/016864 2005.9.7

[87] 国际公布 WO2006/028253 日 2006.3.16

[85] 进入国家阶段日期 2007.3.2

[71] 申请人 株式会社电装

地址 日本国爱知县

[72] 发明人 尾崎龙雄

[74] 专利代理机构 中科专利商标代理有限责任公司
代理人 王新华

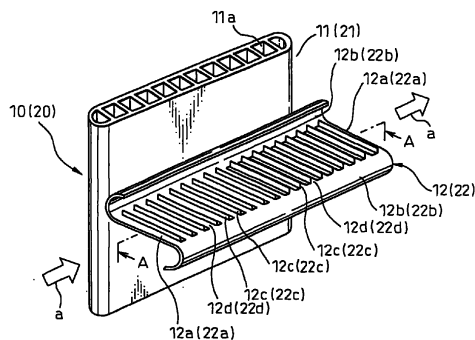
权利要求书 2 页 说明书 13 页 附图 8 页

[54] 发明名称

热交换器装置

[57] 摘要

位于气流下游侧的热交换器的传热性能通过利用位于气流上游侧的热交换器中的湍流而被改进。在沿着气流方向串联布置的多个热交换器装置(10, 20)中,至少在气流上游侧的热交换器(10)的散热片(12)上设置有作为搅动气流的湍流形成装置、在垂直位置被切割并提高的碰撞壁(12c)。



1. 一种热交换器装置，在所述热交换器装置中，多个热交换器（10，20）沿着气流方向串联布置，其中：

所述多个热交换器（10，20）包括：流体分别流过其中的管（11，12）；和设置在所述管（11，21）的外表面上的散热片（12，22），所述散热片用于增大与围绕所述管（11，21）流动的空气进行热交换的热交换面积；并且

在所述多个热交换器（10，20）中，在气流上游侧的热交换器（10）的散热片（12）设置有湍流形成装置（12c，12g），用于搅动气流。

2. 如权利要求1所述的热交换器装置，其中，在所述多个热交换器（10，20）中，在气流下游侧的热交换器（20）的散热片（22）也设置有湍流形成装置（22c，22g），用于搅动气流。

3. 如权利要求1或2所述的热交换器装置，其中，所述多个热交换器（10，20）之间的距离（L）等于或小于20mm。

4. 如权利要求1至3中任意一项所述的热交换器装置，其中：

所述散热片（12，22）具有直角碰撞壁（12c，22c），所述直角碰撞壁通过在竖直位置切割并提高扁平形的平板部（12a，22a）的一部分而被形成；

所述直角碰撞壁（12c，22c）沿着气流方向对称地设置有复数个；并且

所述直角碰撞壁（12c，22c）构成所述湍流形成装置。

5. 如权利要求1至3中任意一项所述的热交换器装置，其中：

所述散热片（12，22）具有V形碰撞壁（12g，22g），所述V形碰撞壁通过将扁平形的平板部（12a，22a）的一部分切割并提高成V形截面而被形成；

所述V形碰撞壁（12g，22g）被设置成令V形截面的形成方向沿着气流方向交替逆转；并且

所述V形碰撞壁（12g，22g）构成所述湍流形成装置。

6. 如权利要求 1 至 5 中任意一项所述的热交换器装置, 其中, 在所述多个热交换器 (10, 20) 中, 在气流上游侧的热交换器为用于车辆空调的制冷剂热耗散器 (10), 而在气流下游侧的热交换器为用于冷却车辆发动机的散热器 (20)。

热交换器装置

技术领域

本发明涉及热交换器装置，其中，多个热交换器沿着气流方向串联布置，其适合作为一种热交换器装置，其中，用于车辆空调的制冷剂热耗散热器和用于冷却车辆发动机的散热器串联布置。

背景技术

试图通过设置关于气流构成呈交错形式布置的段的切开片 (slit piece) 以及通过设置弯曲部以搅动气流并限制温度边界层的生长来提高传统热交换器的散热片的传热率，其中，所述弯曲部通过将切开片的气流的上游侧弯曲通过大约 90 度来设置 (例如，参考专利文件 1)。

[专利文件 1] 日本未审查专利公开 (特开) No.63-83591。

顺便提及，在专利文件 1 中所述的发明中，切开片通过切割并提高薄板形散热片的一部分来形成，而弯曲部通过将切割并被提高的切开片的前端 (前边缘) 侧弯曲通过约 90 度来形成，因此，在制造中存在如下所述的问题。

换句话说，在专利文件 1 中所述的发明中，所有的弯曲部通过弯曲切开片的前端侧来形成，因此，在相同方向上的弯曲力接连作用于薄板形散热片材料，并且，当弯曲部被形成时，散热片材料以不均衡的方式沿一个方向变形。

另外，需要以固定的间距尺寸规则地设置切开片，然而，如上所述，在专利文件 1 中所述的发明中，散热片材料趋于集中在一个方向上，因此，难以减少切开片之间的间距尺寸的变化。于是，如果切开片之间的间距尺寸的变化变大，则传热率很可能降低，并不能够实现所需的热交换性能。

为了解决上述问题，本发明的发明人已经在日本专利申请 2004-62236 号的专利申请中提出了一种热交换器，这种热交换器具有改进的热交换性

能以及简单的散热片形状。

在该较早的申请中，增大与围绕管流动的空气进行热交换的热交换面积的散热片被设置在管的外表面上，其中，有流体流过所述管，并且，该散热片设置有扁平形的平板部以及通过在竖直位置切割并提高平板部的一部分而形成的碰撞壁，并且，碰撞壁沿着气流方向对称地设置有复数个。

因此，当碰撞壁被形成时，弯曲力沿着在气流上游侧的力和在气流下游侧的力相互抵消的方向作用于薄板形散热片材料。于是，当碰撞壁被形成时，能够预先防止散热片材料以不均衡的方式沿一个方向变形，因此能够将碰撞壁的尺寸变化保持得小。

因此，能够提高形状简单的散热片的生产率（提高生产速度），同时通过利用碰撞壁造成的湍流效果提高散热片与空气之间的传热率来改进热交换效率。

顺便提及，上述较早的申请涉及单个热交换器中传热性能的改进。

发明内容

因此，本发明的目的在于，在多个热交换器沿气流方向串联布置的热交换器装置中，通过利用位于气流上游侧的热交换器的湍流形成结构来改进位于气流下游侧的热交换器的传热性能。

为了实现上述目的，本发明的第一方面在于一种热交换器装置，在所述热交换器装置中，多个热交换器（10，20）沿着气流方向串联布置，其特征在于，所述多个热交换器（10，20）包括：流体分别流过的管（11，12）；和设置在所述管（11，21）的外表面上的散热片（12，22），所述散热片用于增大与围绕所述管流动的空气进行热交换的热交换面积，并且，在所述的多个热交换器（10，20）中，在气流上游侧的热交换器（10）的散热片（12）设置有湍流形成装置（12c，12g），用于搅动气流。

据此，在气流上游侧的热交换器（10）的散热片（12）处，通过搅动气流来而形成湍流，因此，能够通过改进气流上游侧的热交换器（10）的传热率来改进其热交换性能。此外，通过令气流上游侧的湍流形成的影响也施加于气流下游侧的热交换器（20），能够通过也在气流下游侧内存在湍流形成来实现对气流下游侧的热交换器（20）的热交换性能的改进。

在本发明的第二方面，根据第一方面的热交换器装置，在所述多个热交换器（10，20）中，在气流下游侧的热交换器（20）的散热片（22）也设置有湍流形成装置（22c，22g），所述湍流形成装置用于搅动气流。

据此，除了第一方面的效果以外，在气流下游侧的热交换器（20）的散热片（22）中，加入了气流下游侧的热交换器（20）本身的湍流形成动作，并因而能够进一步改进气流下游侧的热交换器（20）的热交换性能。

根据第一或第二方面的热交换器装置，在本发明的第三方面，所述多个热交换器（10，20）之间的距离（L）等于或小于20mm。

根据本发明的发明人所做的实验，已发现，通过按照稍后会描述的图7中图示的那样、将该距离（L）设定为20mm或更小，能够通过令气流上游侧的湍流形成的影响有效地施加于气流下游侧的热交换器（20），从而有效改进气流下游侧的热交换器（20）的热交换性能。

根据第一至第三方面的热交换器装置中的任意一个，在本发明的第四实施例中，所述散热片（12，22）具有直角碰撞壁（12c，22c），所述直角碰撞壁通过在竖直位置切割并提高扁平形的平板部（12a，22a）的一部分而被形成，所述直角碰撞壁（12c，22c）沿着气流方向对称地设置有复数个，并且，所述直角碰撞壁（12c，22c）构成所述湍流形成装置。

凭借这种方式，湍流形成装置通过碰撞壁被具体构造，而碰撞壁通过在竖直位置切割和提高散热片平板部而被形成。

此处，当直角碰撞壁被形成时，通过沿气流方向对称地设置复数个直角碰撞壁（12c，22c），弯曲力沿着在气流上游侧的力和在气流下游侧的力相互抵消的方向作用于薄板形散热片材料。因此，当碰撞壁被形成时，能够预先防止散热片材料以不均衡的方式沿一个方向变形，并因而能够将碰撞壁尺寸的变化保持得小。

根据第一至第三方面的热交换器装置中的任意一个，在本发明的第五方面中，所述散热片（12，22）具有V形碰撞壁（12g，22g），所述V形碰撞壁通过将扁平形的平板部（12a，22a）的一部分切割并提高成V形截面而被形成，所述V形碰撞壁（12g，22g）被设置成令V形截面的形成方向沿着气流方向交替逆转，并且，所述V形碰撞壁（12g，22g）构成所述湍流形成装置。

凭借这种方式，还可以通过所述 V 形碰撞壁来具体构造湍流形成装置，其中，所述 V 形碰撞壁通过将散热片扁平部切割并提高成 V 形截面而被形成。

然后，通过将所述 V 形碰撞壁设置成令 V 形截面的形成方向沿着气流方向交替逆转，散热片材料在切割和提高形成时的弯曲应力被抵消，并能够在散热片内避免残余应力沿一特定方向发生。

因此，当所述 V 形碰撞壁（12g, 22g）被形成时，能够预先防止散热片材料以不均衡的方式沿一个方向变形，并因而能够将 V 形碰撞壁（12g, 22g）尺寸的变化保持得小。

根据第一至第五方面的热交换器装置中的任意一个，在本发明的第六方面中，在所述多个热交换器（10, 20）中，在气流上游侧的热交换器为用于车辆空调的制冷剂热耗散器（10），而在气流下游侧的热交换器为用于冷却车辆发动机的散热器（20）。

据此，通过在气流上游侧的制冷剂热耗散器（10）中气流的湍流形成，能够有效地改进在气流下游侧的散热器（20）的热交换性能（热耗散性能）。

顺便提及，附连于上述各个装置的括号内的符号表示与稍后将要描述的实施例中具体装置的对应。

由下面提出的结合附图对本发明优选实施例的描述，可以更充分地理解本发明。

附图说明

图 1A 是示意性剖视图，显示根据本发明的第一实施例的热交换器装置被安装在车辆上的状态。

图 1B 是图 1A 中热交换器装置的芯部的局部剖面。

图 2 是根据第一实施例的热交换器的前视图。

图 3A 是根据本发明的第一实施例的热交换器的芯部的局部透视图。

图 3B 是沿图 3A 中的线 A-A 取得的剖视图。

图 4 是剖视图，显示根据第一实施例的散热片的碰撞壁的另一实施例。

图 5 是散热片部的放大剖视图，其用于说明切割和提高高度 H 以及 L 形截面部的间距尺寸 P 的定义。

图6是其中制冷剂热耗散器和散热器串联布置的不同热交换器装置中气流的说明图。

图7是散热器的热耗散性能比率的图。

图8是制冷剂热耗散器和散热器的总气流阻力比率的图。

图9A是根据本发明的第三实施例的热交换器的芯部的局部透视图。

图9B是沿图9A中的线B-B取得的剖视图。

具体实施方式

(第一实施例)

图1A至图5以及图6(a)显示本发明的第一实施例,本实施例涉及车辆用热交换器装置,其中,用于车辆空调的制冷剂热耗散器和用于冷却车辆发动机的散热器被串联布置。

图1A为显示根据本实施例的车辆用热交换器装置的图,该车辆用热交换器装置被安装在车辆上,图1B为车辆用热交换器装置的芯部的局部剖视图。用于车辆空调的制冷剂热耗散器10和用于冷却车辆发动机的散热器20关于气流(冷却空气)的方向“a”串联布置。

具体说明热交换器的安装结构。在车辆发动机罩(vehicle hood)(发动机盖(bonnet))30下形成有发动机舱31,栅格开口32a和32b在发动机舱31中的最前部敞开。制冷剂热耗散器10和散热器20在紧跟在栅格开口32a和32b后的部位处被串联布置。此处,制冷剂热耗散器10被布置在气流的上游侧,而散热器20被布置在制冷剂热耗散器10的下游侧(在车辆的后侧)。

在散热器20的下游侧,由轴流式风扇组成的冷却风扇22通过护罩(shroud)21被布置。该冷却风扇22为电动风扇,它通过电动机22a来转动并驱动轴流式风扇。

在冷却风扇22的下游侧(在车辆的后侧),安装有车辆行驶用的发动机(内燃机)33。该车辆发动机33为水冷型,且车辆发动机33的冷却水通过被未示出的水泵循环通过散热器20而被冷却。

另外,制冷剂热耗散器10被连接至未示出的车辆空调制冷循环的压缩机排放侧,并通过将压缩机排放制冷剂(高压侧制冷剂)的热量耗散至

气流来冷却制冷剂。在使用普通 CFC（氟利昂）（注册商标）制冷剂的制冷循环中，压缩机的制冷剂排放压力小于制冷剂的临界压力，因此，当制冷剂在制冷剂热耗散器 10 中冷凝的同时，制冷剂耗散热量。与此对比，在使用如二氧化碳（CO₂）等之类的制冷剂的制冷循环中，压缩机的制冷剂排放压力变得等于或大于制冷剂的临界压力，因此，制冷剂在没有在制冷剂热耗散器 10 中冷凝的情况下、在超临界状态下耗散热量。

散热器 20 被布置在制冷剂热耗散器 10 的下游侧的原因是为了保持在制冷剂热耗散器 10 中和在散热器 20 中的空气的温度差异。换句话说，在车辆发动机 33 的持续操作状态中，散热器 20 中发动机冷却水的温度变得比制冷剂热耗散器 10 中制冷剂的温度要高，因此，为了保持在制冷剂热耗散器 10 中和在散热器 20 中的空气的温度差异，将散热器 20 布置在制冷剂热耗散器 10 的下游侧是有利的。

图 2 图示制冷剂热耗散器 10 的具体构造，其中，制冷剂流过其中的多个管 11 以预定间隔被并联布置，并且在多个管 11 之间设置有散热片 12。散热片 12 被接合至管 11 的外表面，以通过增加与空气的传热面积来促进制冷剂和空气之间的热交换。

在管 11 沿纵向的两端上设置有上水箱（header tank）13 和 14。上水箱 13 和 14 沿着垂直于管 11 纵向的方向延伸，并与每个管 11 内的制冷剂路径连通。然后，在芯部沿管和散热片层叠方向（沿图 2 中的垂直方向）的两端上布置有构成增强构件的侧板 15 和 16，其中，芯部由管 11、散热片 12 等组成。

顺便提及，在本实施例中，所有的管 11、散热片 12、上水箱 13 和 14、以及侧板 15 和 16 由导热性优良的铝合金形成，并且，这些金属构件 11 至 16 通过钎焊被接合在一起成为一个单元。

如图 1B 和图 3A 或图 3B 所示，制冷剂热耗散器 10 的管 11 为扁平形的多孔管，其通过挤压作业或拉伸作业形成，其中，多个制冷剂路径孔 11a 被并联形成。管 11 的扁平形状平行于气流方向“a”。

另外，如图 3A 或图 3B 所示，散热片 12 为波纹型散热片，其通过被弯曲成波浪形而被形成，从而，散热片 12 具有弯曲部 12b 及其相邻平板部 12a，其中，弯曲部 12b 被弯曲以连接扁平形的平板部 12a。在本实施

例中，通过对薄板金属材料应用辊轧成形方法（roller forming method）来形成波浪形的波纹型散热片 12。如图 3A 或图 3B 所示，散热片 12 的弯曲部 12b 与管 11 的扁平形部（平面部）接触并被钎焊至该扁平形部。

然后，在散热片 12 的平板部 12a 上，设置有多个碰撞壁 12c，所述多个碰撞壁 12c 具有平板部 12a 的一部分在竖直位置被切割并提高而成的形状。这里，在竖直位置切割并提高具体是指切割并提高平板部 12a 的一部分，以便其关于平板部 12a 的表面成直角，然而，碰撞壁 12c 被切割和提高的角度可以接近 90 度，即由 90 度增大或减小一个小角度。

沿着散热片 12、即平板部 12a 的表面流动的空气被导致与碰撞壁 12c 碰撞，从而搅动沿着平板部 12a 的表面的气流，增大了散热片 12 与空气之间的传热率。

这里，在散热片 12 的平板部 12a 中，连接至碰撞壁 12c 根部的平板部被称作切开片 12d。切开片 12d 和碰撞壁 12c 形成 L 形截面。然后，该 L 形截面被布置成关于气流上游侧与气流下游侧之间垂直于平板部 12a 的虚平面 M 成对称关系。

具体地说，当平板部 12a 沿着气流方向被虚平面 M 二分为上游侧和下游侧时，在上游侧的碰撞壁 12c 的数量等于在下游侧的碰撞壁 12c 的数量，并且，在气流的上游侧，切开件 12s 的气流下游侧在竖直位置被切割并提高，同时，在气流的下游侧，切开件 12d 的气流上游侧在竖直位置被切割并提高。

顺便提及，用于车辆空调的制冷剂热耗散器 10 的基本构造可以与用于冷却车辆发动机的散热器 20 相同，因此，在图 2、图 3A 和图 3B 中，用于冷却车辆发动机的散热器 20 的组成构件的符号被写在附连于制冷剂热耗散器 10 对应构件的符号的括号内，并且，对用于冷却车辆发动机的散热器 20 的具体说明被省略。

然而，循环通过用于冷却车辆发动机的散热器 20 的发动机冷却水的压力比用于车辆空调的制冷剂热耗散器 10 中的制冷剂压力低得多，因此，不必像要求制冷剂热耗散器 10 的管 11 那样增大散热器 20 的管 21 的抗压强度。由于这个原因，散热器 20 的管 21 具有形成仅一个冷却水路径的简单扁平形部，如图 1B 所示。

在本实施例中，碰撞壁 22c 和切开件 22d 也形成在位于气流下游侧的散热器 20 的散热片 22 上，碰撞壁 22c 和切开件 22d 类似于如图 3A 或图 3B 所示的制冷剂热耗散器 10 的散热片 12 构成 L 形截面。

顺便提及，由切开件 12d 和碰撞壁 12c 形成的 L 形截面并不仅限于图 3A 和图 3B 所示的形状，与此对比，如图 4 所示，也可以在散热片 12 和 22 的气流上游侧区域在切开件 12d 和 22d 的气流上游侧形成碰撞壁 12c 和 22c，并且，另一方面，在气流下游侧区域在切开件 12d 和 22d 的气流下游侧形成碰撞壁 12c 和 22c。

所要求的是对称地布置在散热片 12 和 22 的气流上游侧区域的碰撞壁 12c、22d 和在气流下游侧区域的碰撞壁 12c、22c。

接着说明散热片 12、22 的尺寸的具体示例。如上所述，散热片 12、22 为波纹形散热片，其通过用弯曲部 12b、22b 来连接相邻平板部 12a、22a 以及被弯曲成波浪形而被形成，并且，如图 3B 所示，波纹形散热片 12、22 的散热片间距 Pf 是相邻平板部 12a、22a 之间距离的两倍，并且，散热片间距 Pf 为例如 2.5mm。

波纹形散热片 12、22 的板厚 t（参照图 5）为例如 0.05mm，碰撞壁 12c、22c 的高度 H（参照图 5）为例如 0.3mm，并且，L 形截面部的间距 P 为例如 0.5mm。

此外，沿气流方向一前一后的两个热交换器 10、20 之间的距离 L（参照图 1B 和图 6）优选被设定为等于或小于 20mm 的短距离，且更具体地，优选该距离 L=约 5mm。

接着说明本实施例的功能和效果。图 6（a）显示本实施例中位于气流上游侧的制冷剂热耗散器 10 中的气流和位于气流下游侧的散热器 20 中的气流。顺便提及，在图 6（a）中，散热片 12、22 上的碰撞壁 12c、22c 和切开件 12d、22d 的布置构造与图 4 中的相同。

在制冷剂热耗散器 10 中，在气流的上游侧区域，由于碰撞壁 12c 具有微小的尺寸，故已经进入的空气在保持近乎层流状态的同时通过，然而，随着气流接近下游侧，碰撞壁 12c 对气流的搅动效果在幅度上逐渐增大。由于这个原因，在制冷剂热耗散器 10 的气流下游侧区域，如图 6（a）所示，气流进入湍流状态，且空气侧的传热率可以得到改进。

这里，由于沿着气流方向一前一后的两个热交换器 10、20 之间的距离 L 被设定为等于或小于 20mm 的短距离，故通过将制冷剂热耗散器 10 的气流下游侧区域内的湍流状态的影响施加于散热器 20 的气流上游侧区域，在散热器 20 的上游侧区域也能够形成气流的湍流状态。图 6 (a) 中的 α 部显示制冷剂热耗散器 10 中的湍流状态的影响范围。

由以上，能够在散热器 20 侧散热片 22 内的气流上游侧区域和下游侧区域形成湍流状态，因此，能够有效改进散热器 20 侧的热耗散性能。

在本实施例中，在上游侧的碰撞壁 12c、22c 和在下游侧的碰撞壁 12c、22c 被设置成沿着气流方向相互对称，因此，在进行散热片形成工艺时，方向被设定为相互抵消的弯曲力作用于薄板形散热片材料。

因此，能够在形成碰撞壁 12c、22c 时预先防止散热片材料以不均衡的方式沿一个方向变形，并将切开件 12d、22d 以及碰撞壁 12c、22c 尺寸的变化保持得小。

结果，能够提高具有简单形状的散热片 12、22 的生产率，同时通过使用碰撞壁 12c、22c 造成的湍流效果来增大空气与散热片 12、22 之间的传热率，从而改进热交换效率。

(第二实施例)

图 6 (b) 显示第二实施例，其中，位于气流上游侧的制冷剂热耗散器 10 的散热片 12 的构造同第一实施例，并且，与此相对，位于气流下游侧的散热器 20 的散热片 22 的构造同如图 6 (c) 所示的现有技术。

换句话说，在第二实施例中的散热器 20 的散热片 22 上，并没有形成像第一实施例中那样的碰撞壁 22c，而是形成了倾斜百叶板 22f，倾斜百叶板 22f 像图 6 (c) 所示的现有技术中那样是通过在倾斜位置通过预定角度切割和提高而被形成的。气流上游侧的倾斜百叶板 22f 的切割和提高方向与气流下游侧的倾斜百叶板 22f 的切割和提高方向相反。

根据第二实施例，散热器 20 的散热片 22 本身并不包括形成装置，然而，能够将制冷剂热耗散器 10 的气流下游侧区域内的湍流状态的影响也施加于散热器 20 的气流上游侧区域。因此，如图 6 (b) 的 α 部中所示，在散热器 20 的上游侧区域也能够形成气流的湍流状态。

因此，通过在散热器 20 侧也形成湍流气流，能够提高传热率，因此，能够改进散热器 20 侧的热耗散性能。

顺便提及，图 6 (c) 所示的现有技术为典型技术，该技术已经被商业化，其中，通过在倾斜位置通过预定角度切割和提高而被形成的倾斜百叶板 12f、22f 被形成在制冷剂热耗散器 10 的散热片 12 上和散热器 20 的散热片 22 上。在现有技术中，空气以层流状态通过百叶板 12f (22f) 之间，因此，并不能像在第一、第二实施例中那样，通过碰撞壁 12c、22c 形成湍流来改进热耗散性能。

此外，图 6 (d) 显示本发明的比较例，其中，仅在下风侧（沿气流方向的下游侧）的散热器 20 的散热片 22 上在竖直位置切割并提高碰撞壁 22c。在该比较例中，在上风侧（沿气流方向的上游侧）的制冷剂热耗散器 10 的散热片 12 中，并不能形成气流的湍流状态，因此，不能通过利用在上风侧的制冷剂热耗散器 10 内气流的湍流状态来改进在下风侧的散热器 20 的热耗散性能。

接着，根据图 7 和图 8 中所示的实验结果来具体说明第一实施例的效果。作为图 7 和图 8 中所示的实验的条件，第一实施例中散热片 12 和 22 的各部分的尺寸示例同上述尺寸相同。换句话说，散热片板厚 $t=0.05\text{mm}$ ，散热片间距 $P_f=2.5\text{mm}$ ，碰撞壁 12c、22c 的高度 $H=0.3\text{mm}$ ，以及，L 形截面的间距 $P=0.5\text{mm}$ 。

然后，假设入口处的气温为 25°C （室温），散热器 20 入口处的冷却水的温度为 80°C ，冷却空气的流速为 4m/s ，以及，用于循环至散热器 20 的冷却水的流率为 40L/min ，并且，设定这样的状态：其中在上风侧没有制冷剂热耗散器 10 造成的热耗散，然后，根据第一实施例的散热器 20 的热耗散性能 (KW) 以及根据图 6 (c) 所示的现有技术的散热器 20 的热耗散性能 (KW) 被测量，并且，根据第一实施例的散热器 20 的热耗散性能相对于根据现有技术的散热器 20 的热耗散性能的比率 (%) 在图 7 中示出，其中，根据现有技术的散热器 20 的热耗散性能被假设为 100%。

顺便提及，不用说，根据第一实施例的散热器 20 的芯部的主体与根据现有技术的散热器 20 的芯部的主体被设定成相同的尺寸。

凭借根据第一实施例的散热器 20，如果距离 L 被减小至大约 20mm ，

则能够将热耗散性能改进至与现有技术相比大约为 102%。

然后，已经确认，如果距离 L 被减小至大约 5mm，则能够将散热器 20 的热耗散性能改进至与现有技术相比大约为 104%。

接着，图 8 显示根据第一实施例的气流阻力的影响。根据第一实施例的制冷剂热耗散器 10 和散热器 20 的总气流阻力 (Pa) 与根据现有技术的制冷剂热耗散器 10 和散热器 20 的总气流阻力 (Pa) 被测量，并且，根据第一实施例的总气流阻力相对于根据现有技术的总气流阻力的比率 (%) 在图 8 中示出，其中，根据现有技术的总气流阻力被假定为 100%。

根据第一实施例，如果距离 L 被减小至 20mm 或更小，由于通过在上风侧的制冷剂热耗散器 10 内的气流中形成湍流而在下风侧的散热器 20 内的气流中形成湍流，故气流阻力增大，然而，与现有技术相比的增大程度很小，因此几乎不存在实际问题。

顺便提及，尽管图 7 中没有示意性地示出在第二实施例的情况下的热耗散性能比率，在第二实施例中散热器 20 的散热片 22 不包括湍流形成装置，因此，散热器 20 的热耗散性能的改进比率变得比第一实施例要小，然而，根据本发明的发明人所做的实验，已经确认，如果距离 L 被减小至大约 5mm，则在第二实施例中也能够将散热器 20 的热耗散性能改进至与现有技术相比大约为 102%。

顺便提及，根据本发明的发明人所做的实验，作为具有直角碰撞壁 12c、22c 的散热片 12 和 22 的尺寸范围，从热交换器性能的改进、散热片的可成形性、散热片强度等角度出发，优选为散热片板厚 $t=0.01$ 至 0.1mm ，碰撞壁 12c、22c 的高度 $H=0.1$ 至 0.5mm ，L 形截面部的间距 P 处在高度 H 的大约 1.5 倍至 5 倍之间的范围内。

(第三实施例)

在第一实施例中，作为制冷剂热耗散器 10 和散热器 20 中的湍流形成装置，碰撞壁 12c、22c 被形成在距散热片 12、22 的平板部 12a、22a 的竖直位置，以及，在第二实施例中，作为制冷剂热耗散器 10 中的湍流形成装置，碰撞壁（碰撞部）12c 被形成在距散热片 12 的平板部 12a 的竖直位置，然而，在第三实施例中，具有 V 形截面的碰撞壁作为湍流形成装置被

形成在散热片 12、22 上。

换句话说，图 9A 和图 9B 显示根据第三实施例的散热片 12、22 的构造，其中，V 形碰撞壁 12g (22g) 被形成在散热片 12 和 22 的平板部 12a、22a 上，V 形碰撞壁 12g (22g) 的 V 形截面沿着垂直于气流方向 a 的方向延伸。V 形碰撞壁 12g (22g) 可通过用辊轧成形机(roller forming machine) 等进行切割和提高成形来形成，其通过碰撞和搅动气流来形成湍流。

下面具体说明 V 形碰撞壁 12g (22g) 的几何形状。V 形碰撞壁 12g (22g) 被形成为令 V 形截面的形成方向沿着气流方向“a”交替垂直逆转。

此处，V 形截面的顶部位置靠近平板部 12a、22a，且 V 形截面的叉形端部位于远离平板部 12a、22a 的一侧。

这样的 V 形碰撞壁 12g (22g) 关于平板部 12a、22a (换句话说，在切割和提高成形之前的散热片材料表面 S) 呈交错方式布置，以便将平板部 12a、22a 夹在中间。

根据第三实施例，气流与 V 形碰撞壁 12g (22g) 碰撞并被搅动，于是形成了气流湍流，因而能够通过形成湍流来改进散热片 12、22 的传热率。

然后，通过在上风侧制冷剂热耗散器 10 的散热片 12 上形成 V 形碰撞壁 12g 以及通过在散热片 12 的下游区域内形成气流湍流，能够在下风侧散热器 20 的散热片 22 的上游区域内形成气流湍流。由于这个原因，故在第三实施例中也能够像在第一、第二实施例中那样有效地改进在下风侧的散热器 20 的热耗散性能。

此外，同样在第三实施例中，如图 9B 中所示，上游部上的 V 形碰撞壁 12g、22g 和下游部上的 V 形碰撞壁 12g、22g 沿着气流方向“a”关于虚平面 M 相互对称地形成。然后，V 形截面的形成方向沿着气流方向“a”交替垂直逆转，因此，在散热片材料的切割和提高成形时产生的弯曲力被抵消，并可以防止沿一具体方向的残余应力留在散热片中。

因此，当 V 形碰撞壁 12g、22g 被形成时，能够预先防止散热片材料向着一侧变形，因此能够将 V 形碰撞壁 12g、22g 的尺寸变化保持得小。

此外，在 V 形中，V 形碰撞壁 12g、22g 的各个部分本身是对称的，因此，V 形碰撞壁 12g、22g 的数量可以是奇数或偶数。

（其他实施例）

在上述实施例中，说明了制冷剂热耗散器 10 和散热器 10 串联布置的车辆用热交换器装置，然而，本发明可以被广泛地应用于各种用途，而并不仅限于车辆用途，只要在热交换器装置中有多个热交换器沿着气流方向串联布置即可。

尽管已经参照为说明而选定的具体实施例描述了本发明，然而，本领域技术人员显然可在不脱离本发明的基本概念和范围的情况下对本发明作出许多修改。

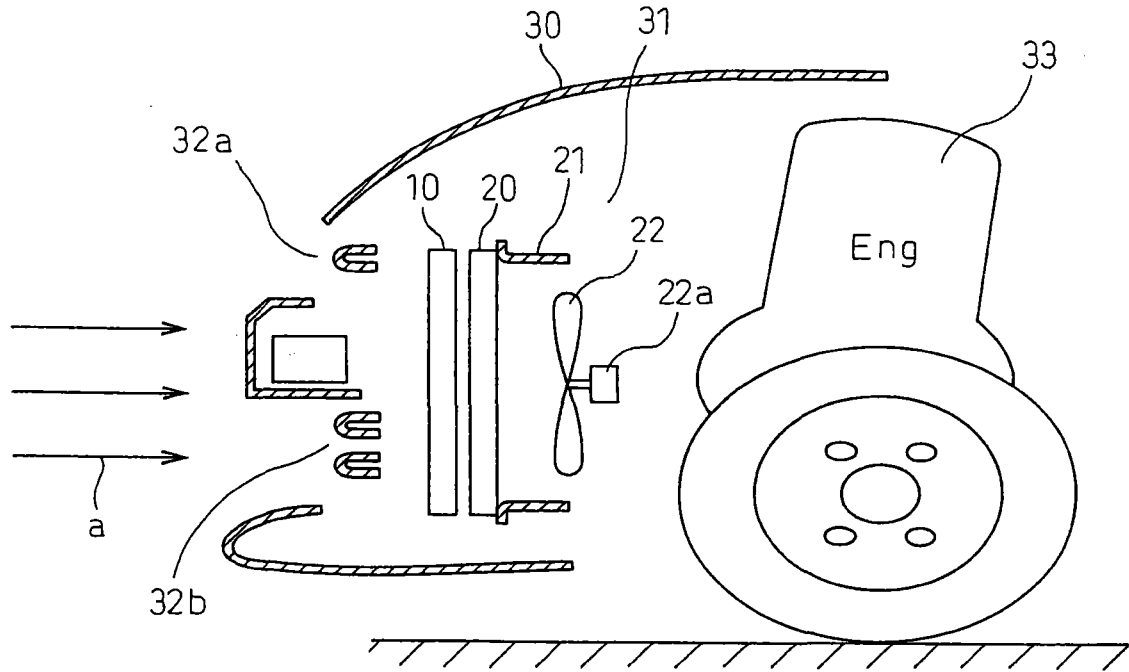


图 1A

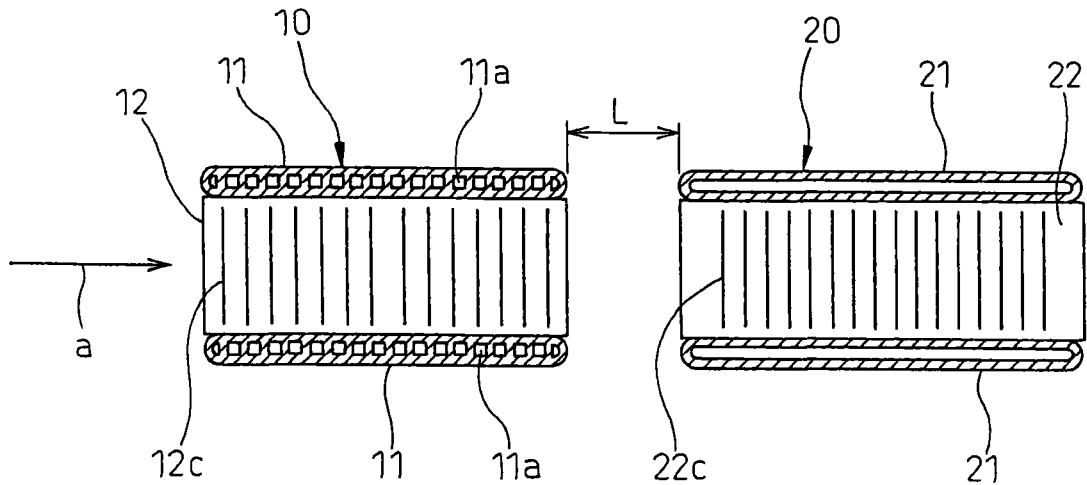


图 1B

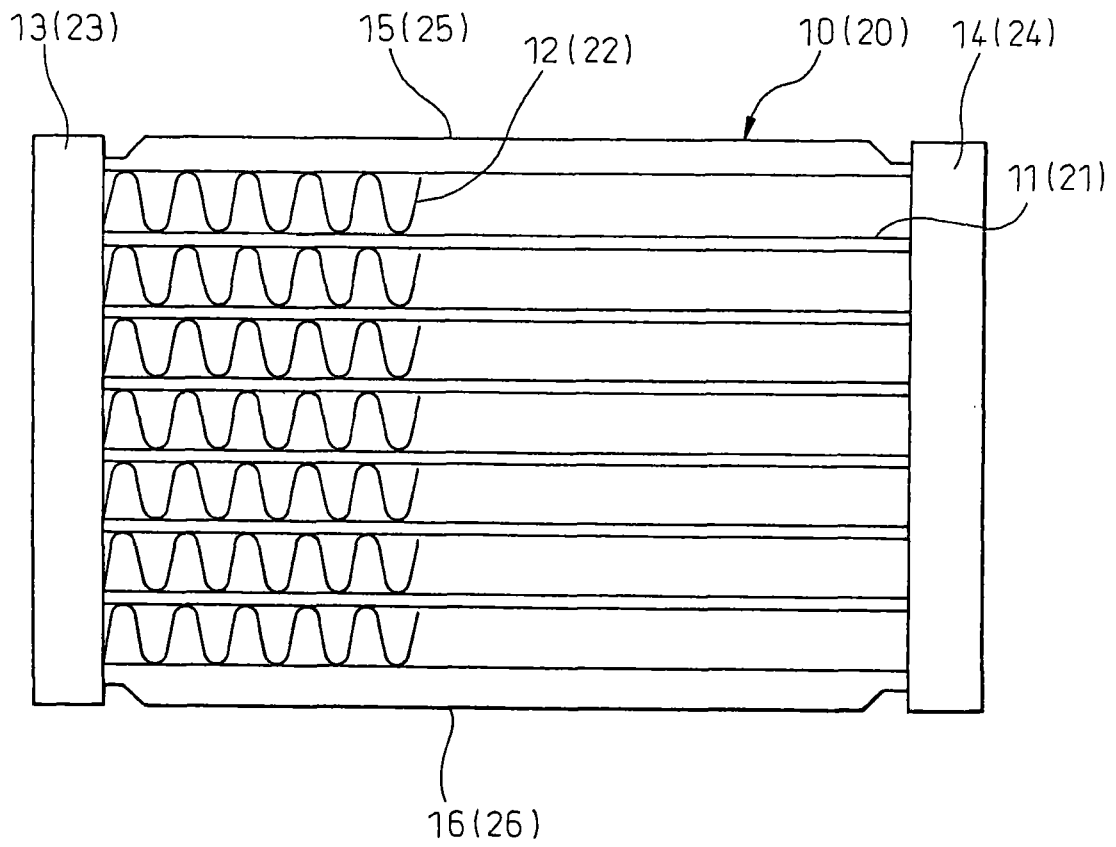


图 2

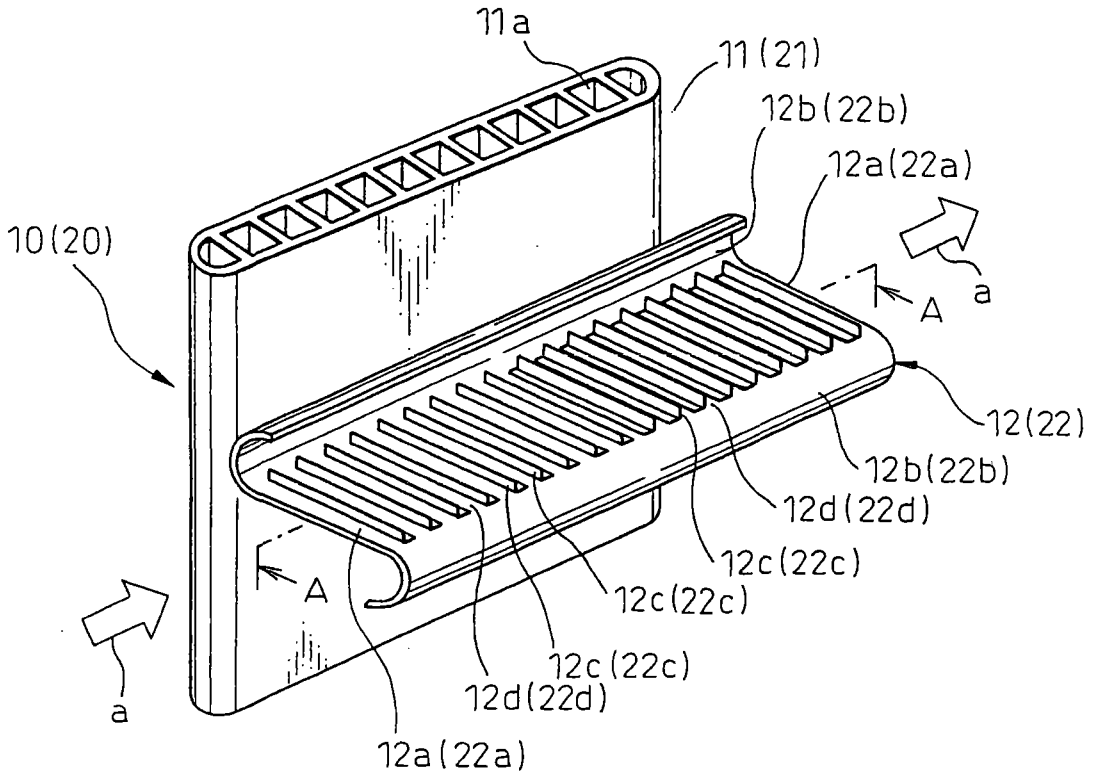


图 3A

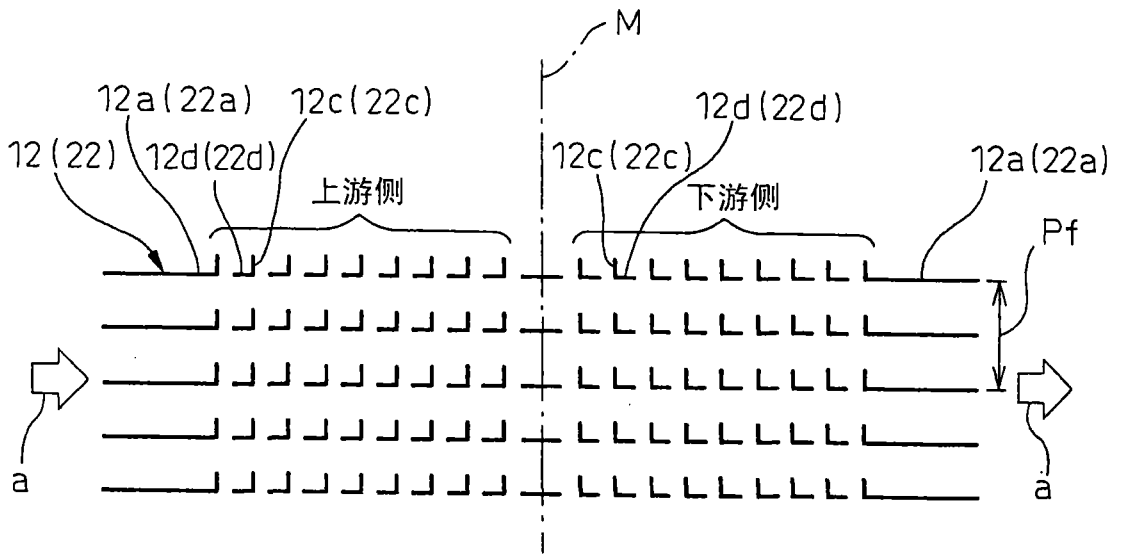


图 3B

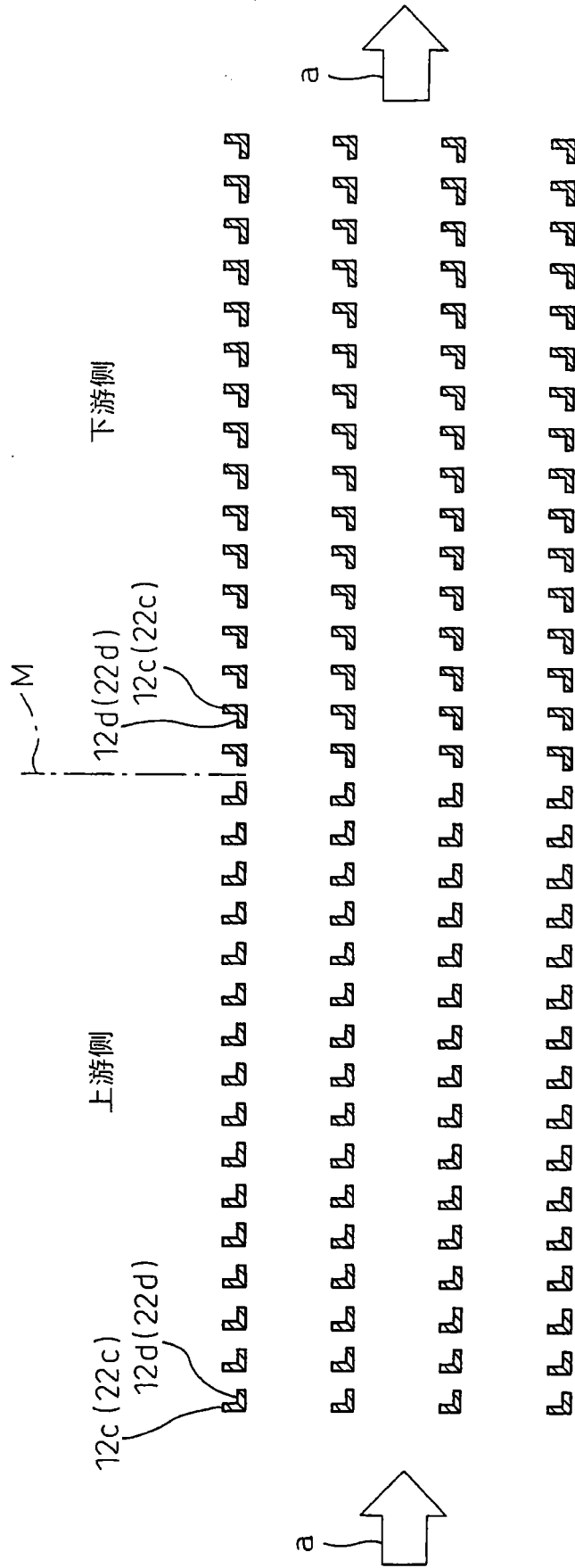


图 4

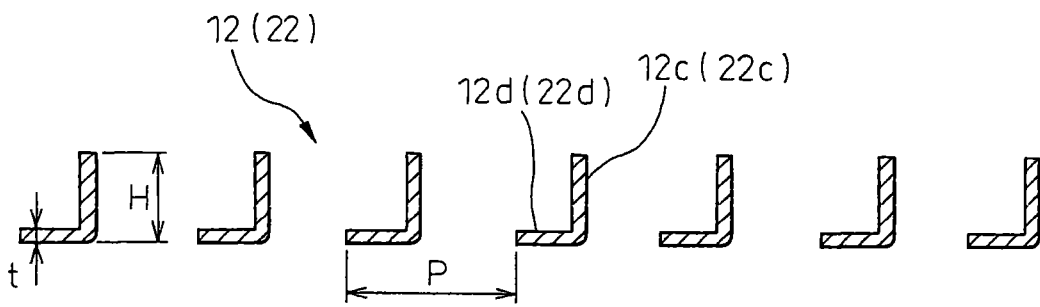
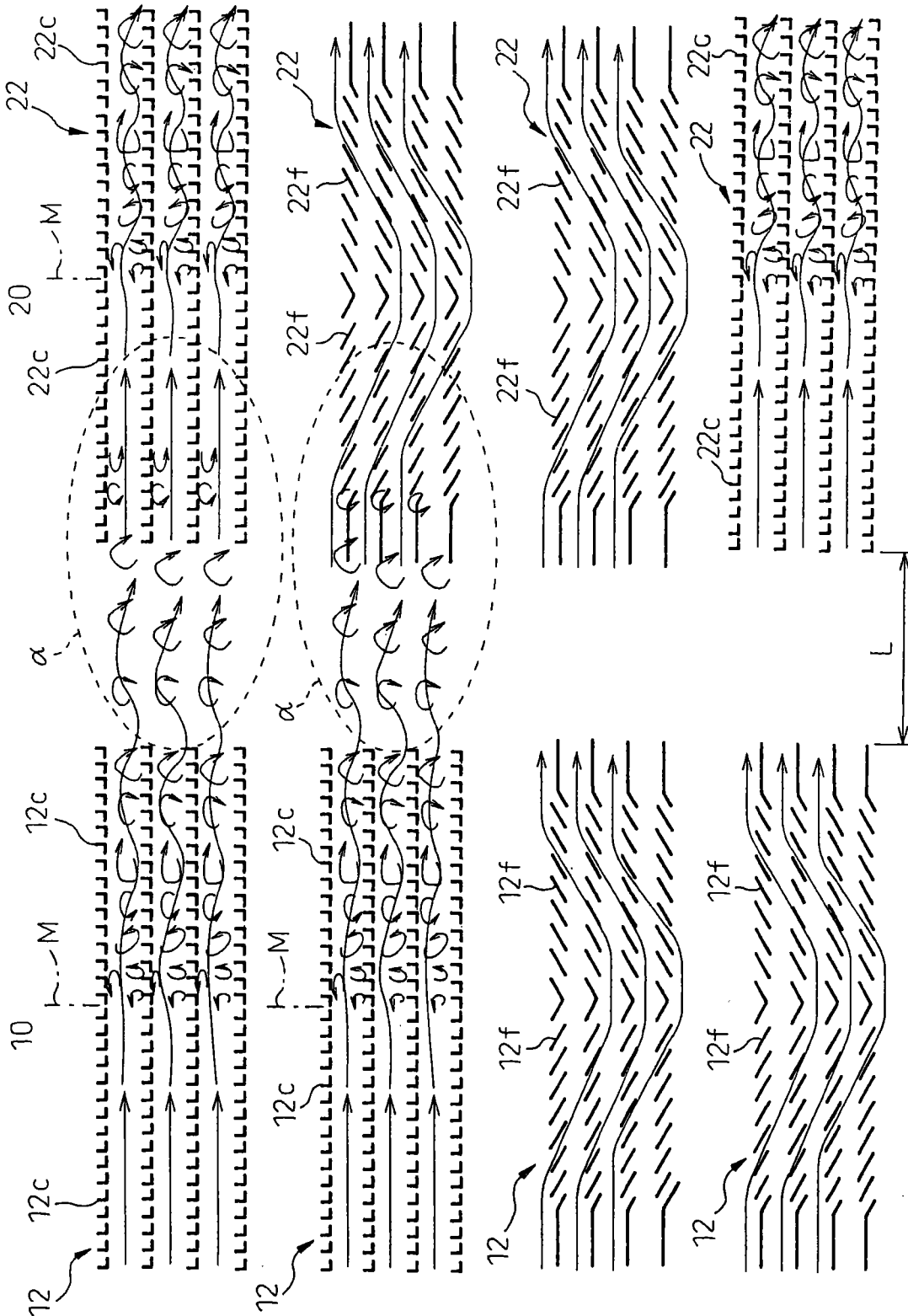


图 5



(a) 第一实施例

(b) 第二实施例

(c) 现有技术

(d) 比较例

图 6

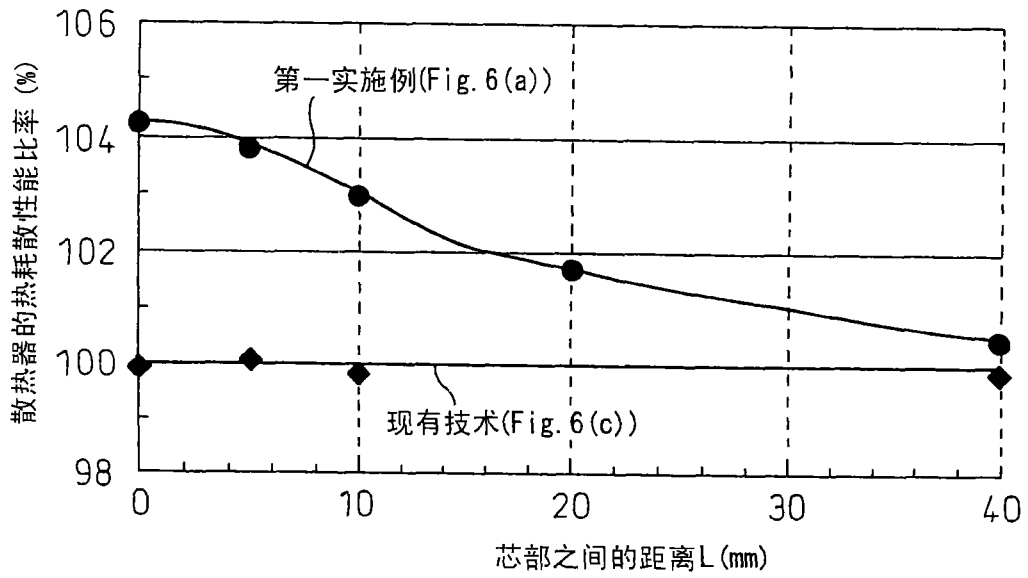


图 7

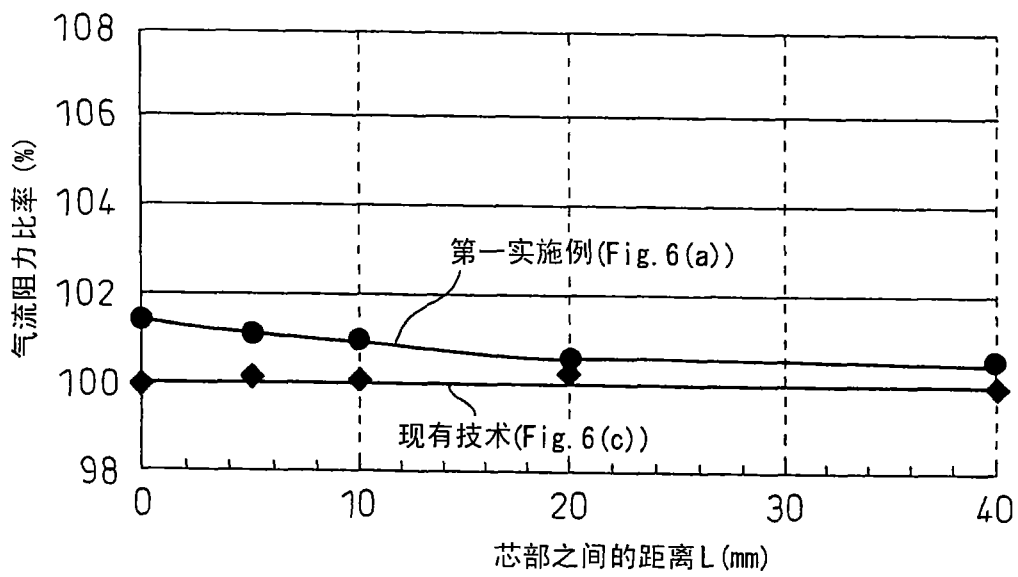


图 8

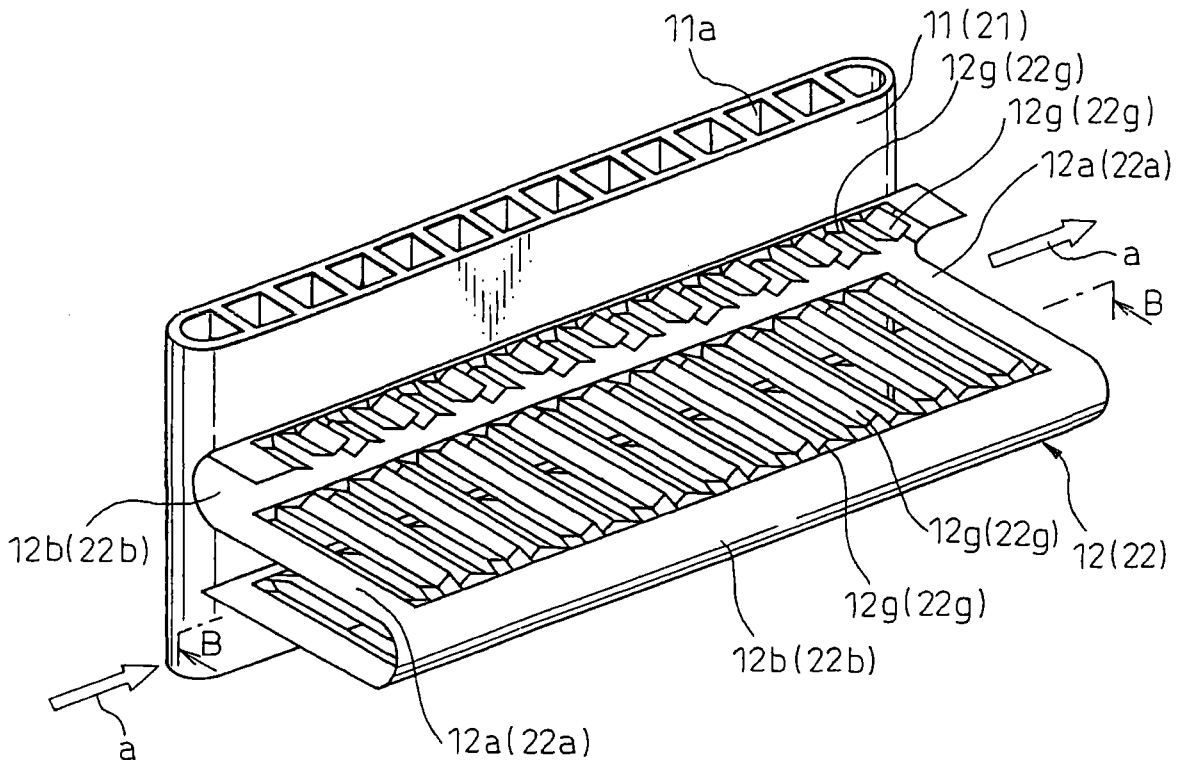


图 9A

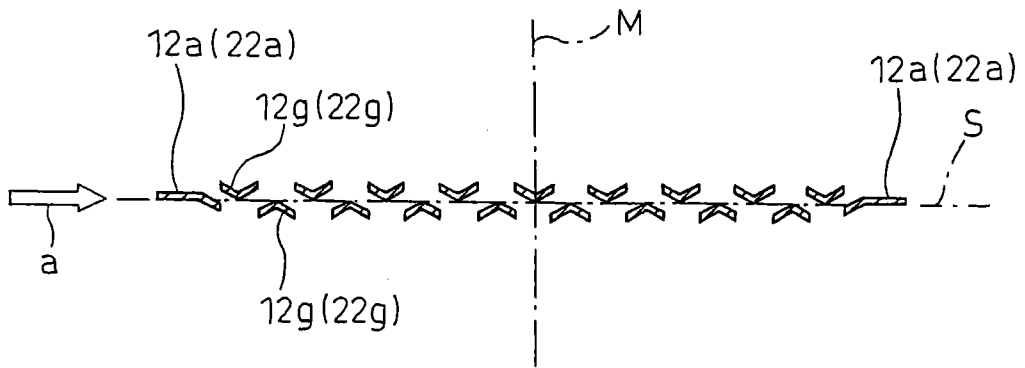


图 9B