



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 102322766 A

(43) 申请公布日 2012. 01. 18

(21) 申请号 201110275640. X

(22) 申请日 2011. 09. 16

(71) 申请人 茂名重力石化机械制造有限公司

地址 525024 广东省茂名市环市西路 91 号

茂名重力石化机械制造有限公司

(72) 发明人 陈孙艺

(74) 专利代理机构 东莞市华南专利商标事务所

有限公司 44215

代理人 曾琦 雷利平

(51) Int. Cl.

F28F 9/24 (2006. 01)

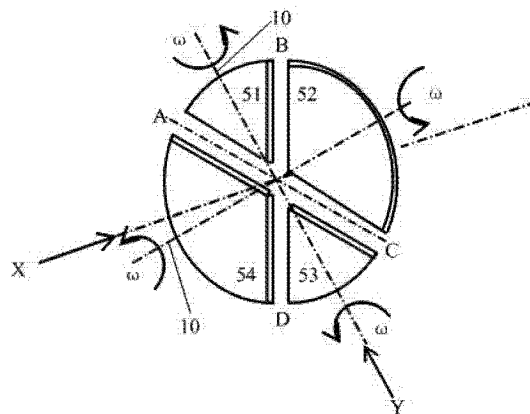
权利要求书 1 页 说明书 9 页 附图 6 页

(54) 发明名称

一种间断型多股螺旋流折流板管壳式换热器

(57) 摘要

一种间断型多股螺旋流折流板管壳式换热器,包括有管束、管壳和管箱,管束包括有换热管、螺旋流折流板、定距管和管板,换热管成排的穿过螺旋流折流板,换热管的两端部穿进管板的管孔中并与管板相连接,其中,螺旋流折流板包括有两组或者两组以上的扇形折流板组,扇形折流板组间沿管束的轴线方向呈间断型分布设置或者部分间断型设置和部分连续型设置的混合分布设置。与现有技术相比,本发明克服了技术偏见,利用多组呈间断型分布设置的扇形折流板组,形成多组间断型的多股螺旋流对换热管进行强化传热,具有流体阻力低、膜传热系数高、换热效率好的特点,还可提高管束的组装质量以及节约能源,同时还能够采用较大壳体直径的螺旋流折流板管束。



1. 一种间断型多股螺旋流折流板管壳式换热器,包括有管束、管壳和管箱,所述管束包括有换热管、螺旋流折流板、定距管和管板,所述换热管成排的穿过所述螺旋流折流板,所述换热管的两端部穿进所述管板的管孔中并与所述管板相连接,其特征在于:所述螺旋流折流板包括有两组或者两组以上的扇形折流板组,所述扇形折流板组间沿所述管束的轴线方向呈间断型分布设置。

2. 根据权利要求1所述的一种间断型多股螺旋流折流板管壳式换热器,其特征在于:所述扇形折流板组包括有两片或者两片以上的扇形折流板,所述扇形折流板沿所述管束的周向分布设置,所述扇形折流板的扇叶中心线与所述管束的轴线垂直设置、且所述扇形折流板沿其扇叶中心线旋转一定角度,相邻的两个所述扇形折流板之间沿所述管束的轴线方向设置有间隙流道。

3. 根据权利要求2所述的一种间断型多股螺旋流折流板管壳式换热器,其特征在于:所述扇形折流板组中相邻的两个所述扇形折流板之间沿所述管束的周向设置有开口间隔。

4. 根据权利要求3所述的一种间断型多股螺旋流折流板管壳式换热器,其特征在于:各组所述扇形折流板组中的开口间隔在同一直线上设置。

5. 根据权利要求2所述的一种间断型多股螺旋流折流板管壳式换热器,其特征在于:所述扇形折流板组中的各个所述扇形折流板沿其扇叶中心线旋转的角度相同。

6. 根据权利要求5所述的一种间断型多股螺旋流折流板管壳式换热器,其特征在于:所述扇形折流板组中的各个所述扇形折流板沿其扇叶中心线旋转的旋向相同。

7. 根据权利要求2所述的一种间断型多股螺旋流折流板管壳式换热器,其特征在于:各组所述扇形折流板组中的扇形折流板设置的数量相同。

8. 根据权利要求2所述的一种间断型多股螺旋流折流板管壳式换热器,其特征在于:各组所述扇形折流板组中的扇形折流板设置的数量相异。

9. 根据权利要求1所述的一种间断型多股螺旋流折流板管壳式换热器,其特征在于:所述扇形折流板组间沿所述管束的轴线方向呈等距离间断型分布设置。

10. 一种间断型多股螺旋流折流板管壳式换热器,包括有管束、管壳和管箱,所述管束包括有换热管、螺旋流折流板、定距管和管板,所述换热管成排的穿过所述螺旋流折流板,所述换热管的两端部穿进所述管板的管孔中并与所述管板相连接,其特征在于:所述螺旋流折流板包括有两组或者两组以上的扇形折流板组,所述扇形折流板组间沿所述管束的轴线方向呈部分间断型设置和部分连续型设置的混合分布设置。

一种间断型多股螺旋流折流板管壳式换热器

技术领域

[0001] 本发明涉及装备工程中的管壳式换热器技术,特别是涉及用于石油化工、煤炭化工、化肥工业、空调制冷、电力设施的热交换专用的一种间断型多股螺旋流折流板管壳式换热器。

背景技术

[0002] 现有技术中,管壳式换热器是应用最为广泛的一种热交换器,管壳式换热器又称为列管式换热器或者列管式冷凝器,广泛应用于化工、石油、医药、食品、轻工、冶金、焦化等领域中的“液——液”、“汽——汽”、“汽——液”热交换的对流传热,以及蒸汽冷凝和液体蒸发传热等换热冷凝流程。

[0003] 现有技术中的管壳式换热器通常的结构如图 1 所示,一般是由管束 2、管壳 3、管箱 4 等主要构件组成,其中,管束 2 是管壳式换热器的核心构件,管束 2 通常由换热管 1、支持板(或者折流板)和管板组成,成排的换热管 1 通过支持板(或者折流板)支承,其两端穿进管板的管孔中,并与管板相连接,从而保证接头的密封性和强度。通过管束 2 与管箱 4 的隔板的组合,可以将换热管 1 分成几个流程,以便介质在换热管 1 内来回流动,从而能够延长换热流程,增加换热时间,充分地管外的壳程介质换热。

[0004] 当换热管 1 管内的热交换介质为冷介质,管外的热交换介质为强制对流的烟气时,则构成加热炉方式;当换热管 1 管内的热交换介质为热介质,管外的热交换介质为强制对流的空气时,则构成冷却器方式;加热炉方式和冷却器方式均为热交换器的一种热交换方式。这种管壳式换热器的制造工艺较为成熟,安全性能也较高,是换热设备中关键的能耗设备。根据间壁传热原理,一台换热设备的传热效率是通过传热能力相对较差的一侧传热能力反映,而就目前的结构而言,这一侧往往是壳程。因此,长期以来,人们往往通过改进壳程管束折流板的结构来改善整体换热设备的换热效果。

[0005] 现有技术中,为了降低壳程流体阻力,提高传热速率,减少换热管振动及防止结垢,已设计出了多种折流板的结构形式。其中,在工业中较为普遍采用的弓形折流板,又称为圆缺阻液形折流板,然而这种弓形折流板或多或少存在以下不足之处:

(1) 由于壳程流体在折流板之间曲折流动而多次改变流动方向,较易在折流板边缘处产生流体分离,从而增大流动阻力;

(2) 由于弓形折流板与壳体间的交汇处存在流动滞止死区,导致传热效率降低、传热性能下降,同时也容易结垢;

(3) 由于弓形折流板圆缺区中的流体呈平行于管束轴线方向流动,导致传热性能下降;

(4) 由于折流板中存在多次折流的叉流流动,减少了传热的平均温差;

(5) 当壳侧进出口管距的管板较远时,由于流动滞止死区将变大,需增设外部配件导流筒,同时还需增加换热管的有效长度;

(6) 由于振动失效和压降大两个致命缺点,使弓形折流板的冷热换热设备向大型化发

展面临着很难逾越的障碍；

除此之外，折流板还包括有环盘形折流板、孔式折流板，以及折流杆等结构形式，这些折流板也或多或少存在上述缺陷，而且采用折流杆的管壳式换热器有其局限性，特别是在低 Re 值(雷诺系数)、高粘度的介质中很难形成有效的卡门旋涡，达不到高传热效率的要求。

[0006] 为了克服上述缺点，在管壳式换热器的管程内采用螺旋流强化换热技术的旋流强化分离技术得到了广泛的应用，内螺纹管、螺旋管、螺旋扁管等结构的管壳式换热器的研制开发取得了显著的换热效果；近十年来国内外陆续开发应用了管壳式换热器的壳程内的螺旋流折流板，这种新技术的产生突破了壳程介质流横向垂直和管子相切的传统观念。

[0007] 螺旋流折流板管壳式换热器的设计思想起步于 20 世纪 60 年代，由捷克斯洛伐克化工设备研究所在 20 世纪 80 年代首先发明了螺旋流折流板管壳式换热器，在核电、炼油、化工等领域中得到了应用。美国 ABB 公司也凭借其成熟的技术在该领域取得了不少专利，并有一些产品在市场流通，至 2001 年底，已有数千台的螺旋流折流板管壳式换热器分别在荷兰、捷克、德国、意大利、俄罗斯、美国、日本、中东的石油化工厂使用。国内研究成果也已应用到工程中，由北京东方亿鹏传热技术有限责任公司设计制造的十多台螺旋流折流板管壳式换热器分别用于东北的石油化工装置上，中国石化洛阳分公司常减压装置于 2002 年 5 月检修时，将常压渣油与原油换热器管束更换为螺旋流折流板管束，使换热终温平均提高 16°C ，效果明显，中国石化茂名分公司在 2003 年新建的延迟焦化装置上也应用了这种螺旋流折流板管壳式换热器。

[0008] 现有技术中的螺旋流折流板管壳式换热器的管束，由连续呈螺旋状的扇形及其支承的换热管构成。在螺旋流折流板管壳式换热器的管束中，由于折流板沿其中心线旋转一定角度，所以折流板并不是垂直于换热管，而且折流板没有像普通管束折流板的弓形缺口，所以流体会在其倾斜方向的引导下，产生围绕着管束中心的螺旋流，这是一种顺畅连贯而稳定的流态，流体在壳体内平稳螺旋流动，避免了弓形折流板横向折流所产生较大的压力损失，而且流体倾斜于管轴方向流动，在径向产生速度梯度，形成径向湍流，减小了换热管表面滞留底层的厚度。由此较平行于管轴方向的流动能使传热性能提高，是强化壳程换热效果的一大进步。

[0009] 然而，上述现有技术中的螺旋折流板换热器的管束壳程换热效果的强化仍然不够，特别是随着实践应用的深入，人们发现这种结构本身也存在一些不利于提高换热效果的问题。

[0010] 首先，由于壳程流体整体的螺旋流经过连续不断的螺旋强化后，使其流态逐渐趋向稳定流态，出现层流（即螺旋形层流），从而使边界层增厚，降低膜传热系数。

[0011] 其次，由于壳程流体整体的螺旋流在换热管径向存在较大速度梯度，该速度梯度场使螺旋流贴向管束外周壳体内壁面流动，因此螺旋折流板管束的壳体直径不能太大，以小于 DN900 为宜；而且该速度梯度场使壳程截面中部的流体以轴向流动为主，螺旋折流板管束的壳体直径从技术上而言也不能太大，否则就不利于克服弓形折流板的不足。

[0012] 最后，由于每一片螺旋叶与壳体横截面在径向形成夹角 α ，因此同一螺旋角 β 的相邻两片螺旋叶之间形成了一个三角形空间，这个三角形空间会形成一个新的流道，大量介质会从这个三角形空间短路漏流，从而导致换热效率大幅度下降，由此需要加一块三角板或者其它部件作为阻流板堵住该流道，以提高换热特性及降低阻力特性。如：

中国实用新型专利(授权公告号:CN 2625834Y;公告日:2004年7月14日)公开了一种“螺旋折流板换热器”,其结构“包括壳体、换热管、螺旋流折流板、定距管、阻流板、支持板和管板,壳体内部的螺旋折流板、定距管、阻流板和支持板构成一螺旋刚体,固定在壳体两端管板之间的换热管束在螺旋折流板中穿过,其特征是螺旋折流板是由多块准扇形板顶角搭接而成,每块准扇形板与其投影平面形成侧倾角 α 和后倾角 β ,且 $0^\circ \leq \alpha \leq 45^\circ$, $0^\circ \leq \beta \leq 45^\circ$,每两块准扇形板之间有一块阻流板。”并且,该技术方案进一步限定了“阻流板为三角形”或者“阻流板为梯形”。

[0013] 中国实用新型专利(授权公告号:CN 2903886Y;公告日:2007年5月23日)公开了一种“搭接螺旋折流板换热器”,其结构为“设有搭接螺旋折流板,其由若干扇形板块组成,形成螺旋流道,前后搭接部位用一联结块焊接而成。”

然而,增加阻流板、联结块等措施并不能明显改善管壳式换热器的换热性能,反而使其沿壳程阻力压降大幅度上升。由此可见,为解决上述技术偏见,以及结合传统螺旋流折流板管壳式换热器存在的上述其它问题进行改进,在工程技术领域具有极为深远和重大的意义。

发明内容

[0014] 本发明的目的在于避免现有技术中的不足之处而提供一种能够降低流体流动压力降,并能够提高换热效率的间断型多股螺旋流折流板管壳式换热器。

[0015] 本发明的目的通过以下技术方案实现:

提供了一种间断型多股螺旋流折流板管壳式换热器,包括有管束、管壳和管箱,所述管束包括有换热管、螺旋流折流板、定距管和管板,所述换热管成排的穿过所述螺旋流折流板,所述换热管的两端部穿进所述管板的管孔中并与所述管板相连接,其特征在于:所述螺旋流折流板包括有两组或者两组以上的扇形折流板组,所述扇形折流板组间沿所述管束的轴线方向呈间断型分布设置。

[0016] 其中,所述扇形折流板组包括有两片或者两片以上的扇形折流板,所述扇形折流板沿所述管束的周向分布设置,所述扇形折流板的扇叶中心线与所述管束的轴线垂直设置、且所述扇形折流板沿其扇叶中心线旋转一定角度,相邻的两个所述扇形折流板之间沿所述管束的轴线方向设置有间隙流道。

[0017] 其中,所述扇形折流板组中相邻的两个所述扇形折流板之间沿所述管束的周向设置有开口间隔。

[0018] 其中,各组所述扇形折流板组中的开口间隔在同一直线上设置。

[0019] 其中,所述扇形折流板组中的各个所述扇形折流板沿其扇叶中心线旋转的角度相同。

[0020] 其中,所述扇形折流板组中的各个所述扇形折流板沿其扇叶中心线旋转的旋向相同。

[0021] 其中,各组所述扇形折流板组中的扇形折流板设置的数量相同。

[0022] 其中,各组所述扇形折流板组中的扇形折流板设置的数量相异。

[0023] 其中,所述扇形折流板组间沿所述管束的轴线方向呈等距离间断型分布设置。

[0024] 本发明的目的还可以通过以下技术方案实现:

提供了一种间断型多股螺旋流折流板管壳式换热器,包括有管束、管壳和管箱,所述管束包括有换热管、螺旋流折流板、定距管和管板,所述换热管成排的穿过所述螺旋流折流板,所述换热管的两端部穿进所述管板的管孔中并与所述管板相连接,其中,所述螺旋流折流板包括有两组或者两组以上的扇形折流板组,所述扇形折流板组间沿所述管束的轴线方向呈部分间断型设置和部分连续型设置的混合分布设置。

[0025] 本发明的有益效果:

本发明的一种间断型多股螺旋流折流板管壳式换热器,包括有管束、管壳和管箱,管束包括有换热管、螺旋流折流板、定距管和管板,换热管成排的穿过螺旋流折流板,换热管的两端部穿进管板的管孔中并与管板相连接,其中,螺旋流折流板包括有两组或者两组以上的扇形折流板组,扇形折流板组间沿管束的轴线方向呈间断型分布设置,或者部分间断型设置和部分连续型设置的混合分布设置。

[0026] 与现有技术相比,由于本发明采用多组扇形折流板组间断分布设置的方式,代替了现有技术中整体连续的螺旋折流板或者首尾相接的螺旋折流板,形成多组间断型的多股螺旋流对换热管进行强化传热,每组扇叶折流板组形成的旋流不是一股旋流而是多股旋流,整体而言,形成了一段段间隔的多股螺旋流,而不是整体顺畅的螺旋流,能够避免连续的螺旋流使流体在离心力的作用下紧贴壳体内壁形成不利于换热的层流,使得本发明能够降低流体阻力压降,具有膜传热系数高、换热效率好的特点,还可以提高管束的组装质量、降低制造成本以及节约能源,同时还能够采用较大壳体直径的螺旋流折流板管束。

附图说明

[0027] 利用附图对本发明作进一步说明,但附图中的实施例不构成对本发明的任何限制,对于本领域的普通技术人员,在不付出创造性劳动的前提下,还可以根据以下附图获得其它的附图。

[0028] 图 1 是现有技术中的一种管壳式换热器的结构示意图。

[0029] 图 2 是本发明的一种间断型多股螺旋流折流板管壳式换热器的扇形折流板组的结构示意图。

[0030] 图 3 是图 2 的“X”向的放大结构示意图。

[0031] 图 4 是图 2 的“X”向的扇形折流板组装后的结构示意图。

[0032] 图 5 是图 2 的“Y”向的扇形折流板未旋转的结构示意图。

[0033] 图 6 是图 2 的“Y”向的扇形折流板旋转的结构示意图。

[0034] 图 7 是本发明的一种间断型多股螺旋流折流板管壳式换热器的另一种实施例的管束的局部结构示意图。

[0035] 图 8 是本发明的一种间断型多股螺旋流折流板管壳式换热器的扇形折流板的钻孔加工示意图。

[0036] 在图 1 至图 8 中包括有:

- 1——换热管、2——管束、3——管壳、4——管箱、
- 5——扇形折流板、
- 51——第一扇形折流板、52——第二扇形折流板、
- 53——第三扇形折流板、54——第四扇形折流板、

6——管板、7——支架、8——模板、9——钻头、10——扇叶中心线、
A、B、C、D——间隙流道、
 ω ——旋转的角度、 n ——数量、 t ——间隔距离、
 θ ——开口间隔。

具体实施方式

[0037] 结合以下实施例对本发明作进一步详细描述。

[0038] 实施例 1

本发明的一种间断型多股螺旋流折流板管壳式换热器的具体实施方式之一，参考图 1 所示，包括有管束 2、管壳 3 和管箱 4，管束 2 包括有换热管 1、螺旋流折流板、定距管（图中未标示）和管板 6，换热管 1 成排的穿过螺旋流折流板，换热管 1 的两端部穿进管板 6 的管孔中并与管板 6 相连接，上述技术特征与现有技术中的螺旋流折流板管壳式换热器的结构相同。该管壳式换热器也具备现有技术中的管壳式换热器的其它基本结构。本发明的改进之处在于，参考图 7 所示，螺旋流折流板包括有两组或者两组以上的扇形折流板组，扇形折流板组间沿管束 2 的轴线方向呈间断型分布设置。

[0039] 其中的，扇形折流板组间沿管束 2 的轴线方向可以呈等距离间断型分布设置，还可以呈不等距离间断型分布设置。

[0040] 管束 2 前后相邻的两组扇形折流板组间不是首尾相连的而是呈间断型分布设置，即在沿管束轴线方向相邻的两组扇形折流板组间设置有间隔距离 t 。对于同一管束，各个相邻的扇形折流板组之间的间隔距离 t 可以相同设置，也可以调整为 t_1 、 t_2 ……等不同间距的间隔距离 t 。对于不同管束，各个管束中的间隔距离 t 可以视管束规格、壳程介质及换热需求的不同，相同设置或者不相同设置。通过改变间隔距离 t 以调节螺旋流的旋态的强弱，使前一组扇形折流板组引导的螺旋流的旋态在减弱到将要消失而又尚未消失前，进入下一组扇形折流板组，如此使得一个个的旋波接力式的传送下去。由于前一组扇形折流板组引导的螺旋流的旋态尚很强烈时不会进入下一组扇形折流板组，所以使得螺旋流不会被不断强化成新的层流（即螺旋形层流）。这种主体的螺旋流和连接它们之间的很短的、或者说几乎没有的沿着轴向的直流构成了组合流，整体上的螺旋线在小直段这里不是很顺畅的，但是拐弯处还是圆滑过渡的。这是本发明与现有技术中的螺旋流折流板支持的管束中呈连续顺滑的流道形态的最大区别。与现有技术相比，由于本发明采用多组扇形折流板组间断分布设置的方式，代替了现有技术中整体连续的螺旋折流板或者首尾相接的螺旋折流板，形成多组间断型的多股螺旋流对换热管进行强化传热，每组扇叶折流板组形成的旋流不是一股旋流而是多股旋流，整体而言，形成了一段段间隔的多股螺旋流，而不是整体顺畅的螺旋流，能够避免连续的螺旋流使流体在离心力的作用下紧贴壳体内壁形成不利于换热的层流，使得本发明能够降低流体阻力压降，具有膜传热系数高、换热效率好的特点，还可以提高管束的组装质量、降低制造成本以及节约能源，同时还能够采用较大壳体直径的螺旋流折流板管束。

[0041] 具体的，如图 2 所示，扇形折流板组包括有两片或者两片以上的扇形折流板，扇形折流板沿管束的周向分布设置，扇形折流板的扇叶中心线 10 与管束的轴线垂直设置、且扇形折流板沿其扇叶中心线 10 旋转一定角度，相邻的两个所述扇形折流板之间沿管束的轴

线方向设置有间隙流道。扇形折流板沿管束的周向分布设置即扇形折流板在与管束中心线垂直的平面投影中呈同一圆周。

[0042] 本发明的扇形折流板组利用了现有技术中的螺旋流折流板间的间隙流道,从原来人们要堵住它的认识改变为利用它的想法,再加上改变原来螺旋折流板首尾连续相接的排列方式为间断型分布设置,从而形成由多股螺旋流组成的多组间断型的螺旋流对换热管 1 进行强化传热,每组扇叶折流板组形成的旋流不是一股旋流而是多股旋流,整体而言,形成了一段段间隔的多股螺旋流,而不是整体顺畅的螺旋流。

[0043] 其中的,由几片扇形折流板构成一组扇形折流板组的数量 n 是多股旋流螺旋强度的重要影响因素之一,但扇形折流板数量多则结构复杂,使得制造成本高,所以实际使用时需视具体情况而定。

[0044] 其中的,所谓扇叶中心线 10 是指扇形折流板的圆心与扇形折流板外圆弧的中点之间的连线。

[0045] 其中的,扇形折流板沿管束的周向可以均匀分布设置,在管束直径较大、壳程介质气液固混合等特殊条件下,为提高换热效率下也可以不均匀分布设置。例如,如果壳程介质的流体密度或粘度较大,则各间隔距离的旋流效果会有明显区别,因此需要通过不均匀分布设置扇形折流板以便调整其旋流效果。

[0046] 扇形折流板的扇叶中心线 10 始终垂直于管束的轴线,一组扇形折流板组中扇形折流板设置的数量 n 、扇形折流板沿其扇叶中心线 10 旋转的角度 ω 、两组扇形折流板组之间的间隔距离 t 这三个参数可调节旋流状态的强弱,具体需要视管束结构大小,流体物性等来确定,对于较长或动能损耗较大的管束,在不同位置的这三个参数均可作微调节。与现有技术的螺旋流折流板相比,由于壳程介质产生间断型的多股螺旋流,管外流体在多股螺旋流的干扰下产生强烈的紊流,换热管 1 从圆心到半径方向存在较大的速度梯度,这个梯度场能有效的在换热管 1 表面产生湍流,使边界层减薄,提高膜传热系数,从而提高热效率,同时间断型的多股螺旋流能够减少流体流动的压力降,并同时节约了能源。

[0047] 具体的,扇形折流板组中的各个扇形折流板沿其扇叶中心线 10 旋转的角度相同。

[0048] 另外,在同一管束的同一组扇形折流板组中,各个扇形折流板沿其扇叶中心线 10 旋转的角度 ω 也可以设计调整为包括 0° 在内的不同角度。在同一管束的各组扇形折流板组中的旋转的角度 ω 也可以设计调整为 ω_1 、 ω_2 ……等不同的旋转角度。即便在不同管束的一组扇形折流板沿其扇叶中心线 10 的旋转的角度 ω 也可以不同,该旋转的角度 ω 是多股旋流螺旋强度的影响因素之一,若旋转的角度 ω 太小,扇形折流板之间形成的间隙流道也较小,使得螺旋流体的流通面积也小,若旋转的角度 ω 太大,扇形折流板之间形成的间隙流道也较大,使得螺旋流体的流通面积也大。

[0049] 具体的,扇形折流板组中的各个扇形折流板沿其扇叶中心线 10 旋转的旋向相同。即要么顺时针旋,要么逆时针旋。

[0050] 具体的,各组扇形折流板组中的扇形折流板沿其扇叶中心线 10 旋转的角度与旋向均相同。

[0051] 具体的,各组扇形折流板组中的扇形折流板设置的数量相同。另外,同一管束中的各组扇形折流板组中的扇形折流板设置的数量也可以不相同,随着流体换热的深入,流体物性发生变化,前后相邻两组扇形折流板的数量也可以随之进行相应的调整。而且,不同管

束中的一组扇形折流板的数量也可以不同,具体的扇形折流板的数量视管束直径及流体物性而定。

[0052] 本实施例中的扇形折流板组包括四片扇形折流板,如图 2 所示,将该组扇形折流板组中的扇形折流板分别标记为第一扇形折流板 51、第二扇形折流板 52、第三扇形折流板 53 和第四扇形折流板 54,四片扇形折流板均绕各自的扇叶中心线 10 旋转一个角度 ω ,且旋转的旋向均相同,则相邻的两个扇形折流板之间沿管束的轴线方向分别产生长三角形的间隙流道 A、B、C、D,这些间隙流道就是螺旋流流道。为了清楚地示意间隙流道 A、B、C、D,按照图 2 中的 X 视图方向的图 3 所示,四片扇形折流板沿径向拉开一定的距离,图中的粗箭头则表示螺旋流流道的方向,例如第一扇形折流板 51 与第二扇形折流板 52 之间产生螺旋流、第二扇形折流板 52 和第三扇形折流板 53 之间产生螺旋流、第三扇形折流板 53 与第四扇形折流板 54 之间产生螺旋流,以及第四扇形折流板 54 和第一扇形折流板 51 之间产生螺旋流。需要说明的是,图 2 中为了简洁,四片扇形折流板上均未画出用于换热管 1 穿过的圆孔,实际使用中,该四片扇形折流板上均开设有用于换热管 1 穿过的圆孔。

[0053] 如图 4 所示,第一扇形折流板 51、第二扇形折流板 52、第三扇形折流板 53 和第四扇形折流板 54 紧密组装,即沿径向不拉开距离,沿从管束的轴线方向的视角,各个扇形折流板的直边之间有宽度为 a 的重叠段,一般而言,管壳式换热器的管束直径较大时,可通过增加扇形折流板的外圆弧的长度,来改变重叠段 a 的宽度,从而能够使得螺旋流垂直于管束轴线方向的流动增强,从而起到调节螺旋流的旋流效果的作用。

[0054] 本发明为了更好地说明扇形折流板组中各个扇形折流板沿其扇叶中心线 10 旋转的角度,采用图 5 和图 6 进一步进行说明。图 5 是图 2 中从 Y 方向观察该组扇形折流板组的结构示意图,假设此时四片扇叶形折流板均未沿其扇叶中心线 10 旋转一定角度 ω ,它们处于同一个平面内,从视图中仅能够看到第二扇形折流板 52、第三扇形折流板 53、第四扇形折流板 54,以及间隙流道 C 和 D。图 6 是图 5 中的四片扇形折流板均绕其扇叶中心线 10 旋转一个角度 ω 后的结构示意图,此时它们已不处于同一个平面内,从视图中仅能够看到第二扇形折流板 52、第三扇形折流板 53、第四扇形折流板 54,以及间隙流道 C 和 D,图中所示的虚线表示第一扇形折流板 51。

[0055] 实施例 2

本发明的一种间断型多股螺旋流折流板管壳式换热器的具体实施方式之二,本实施例的主要技术方案与实施例 1 相同,在本实施例中未解释的特征,采用实施例 1 中的解释,在此不再进行赘述。本实施例与实施例 1 的区别在于,扇形折流板组中相邻的两个扇形折流板之间沿管束的周向设置有开口间隔 θ 。对于同一管束,各组扇形折流板组中的开口间隔 θ 可以相同设置,也可以调整为 θ_1 、 θ_2 ……等不同的开口间隔 θ 。对于不同管束,各个管束中的开口间隔 θ 可以相同设置或者不相同设置。

[0056] 具体的,各个扇形折流板组中的开口间隔 θ 在同一直线上设置。而且该直线是与管束轴线平行的直线。即从管束的一端沿着管束的轴线方向,管束前后相邻的扇形折流板组中的开口间隔 θ 完全对中、呈一直线设置。

[0057] 另外,各个扇形折流板组中的开口间隔 θ 还可以不在同一直线上设置。即从管束的一端沿着管束的轴线方向,管束前后相邻的扇形折流板组中的开口间隔 θ 相互错开或者

部分对中、部分相互错开。

[0058] 扇形折流板的扇叶中心线 10 始终垂直于管束的轴线，一组扇形折流板组中扇形折流板设置的数量 n 、扇形折流板沿其扇叶中心线 10 旋转的角度 ω 、开口间隔 θ 、两组扇形折流板组之间的间隔距离 t 这四个参数可调节旋流状态的强弱，具体需要视管束结构大小，流体物性等来确定，对于较长或动能损耗较大的管束，在不同位置的这四个参数均可作微调节。与现有技术的螺旋流折流板相比，由于壳程介质产生间断型的多股螺旋流，管外流体在间断型的多股螺旋流的干扰下产生强烈的紊流，换热管 1 从圆心到半径方向存在较大的速度梯度，这个梯度场能有效在换热管 1 表面产生湍流，使边界层减薄，提高膜传热系数，从而提高热效率，同时间断型的多股螺旋流能够减少流体流动的压力降，并同时节约了能源。

[0059] 本发明的一种间断型多股螺旋流折流板管壳式换热器的组装过程如下：

第一，如果扇叶形折流板 5 的结构相同，则可以把各扇叶形折流板 5 叠合在一起牢固地装夹在支架 7 上完成钻孔等加工工序，钻孔时需把扇形折流板旋转一定角度 ω ，即钻头 9 不是垂直钻进扇形折流板的表面，而是倾斜钻进扇形折流板的表面，斜面给钻头 9 的水平向分力不利于钻头 9 的精确钻进，这可通过图 8 所示的钻孔模板 8 导向实现。

[0060] 第二，把扇叶形折流板 5 与换热管 1、定距管、管板组成管束。注意检测调整各零件装配关系，保证扇形折流板的数量 n 、扇形折流板的旋转角 ω 、开口间隔 θ 、两组扇形折流板组之间的间隔距离 t 这四个参数。

[0061] 第三，把管束与壳体、管箱等组装起来即构成如图 1 所示的一台管壳式换热器，与其不同之处在于管束可以引导壳程流体产生间断型的多股螺旋流。

[0062] 实施例 3

本发明的一种间断型多股螺旋流折流板管壳式换热器的具体实施方式之三，如图 7 所示，本实施例的主要技术方案与实施例 2 相同，在本实施例中未解释的特征，采用实施例 1 中的解释，在此不再进行赘述。本实施例与实施例 2 的区别在于，本实施例中的扇形折流板组共设置有六组，每组扇形折流板组又包括三片扇形折流板，在其中的两组扇形折流板组上以带箭头的一条实线 B1-B2 和一条虚线 A1-A2 为例，具体标明了管束壳程流体的两条螺旋流流道轨迹，其中 B1 段和 A1 段是主体的螺旋流，B2 段和 A2 段是很短的、或者说几乎没有的沿着轴向的直流，整体上的螺旋线在此不是很顺畅，但是拐弯处还是圆滑过渡的。图中同时示意了扇形折流板沿其扇叶中心线 10 旋转的角度 ω 、开口间隔 θ 、间隔距离 t 。

[0063] 实施例 4

本发明的一种间断型多股螺旋流折流板管壳式换热器的具体实施方式之四，包括有管束、管壳和管箱，管束包括有换热管、螺旋流折流板、定距管和管板，换热管成排的穿过螺旋流折流板，换热管的两端部穿进管板的管孔中并与管板相连接，其中，螺旋流折流板包括有两组或者两组以上的扇形折流板组，扇形折流板组间沿管束的轴线方向呈部分间断型设置和部分连续型设置的混合分布设置。管束前后相邻的几组扇形折流板之间也可以部分是首尾相连的，部分是间断分布设置。

[0064] 另外，管束前后相邻的两组间断的扇形折流板组之间，或者某组间断的扇形折流板组的之前或之后，还可以安装有现有技术中的弓形折流板或者其它结构形式的折流板，也就是说，不同结构形式的折流板可以混合设置，但是在一台管束的多组折流板之中，至少

设置一组本发明的扇形折流板组。

[0065] 最后应当说明的是,以上实施例仅用以说明本发明的技术方案,而非对本发明保护范围的限制,尽管参照较佳实施例对本发明作了详细地说明,本领域的普通技术人员应当理解,可以对本发明的技术方案进行修改或者等同替换,而不脱离本发明技术方案的实质和范围。

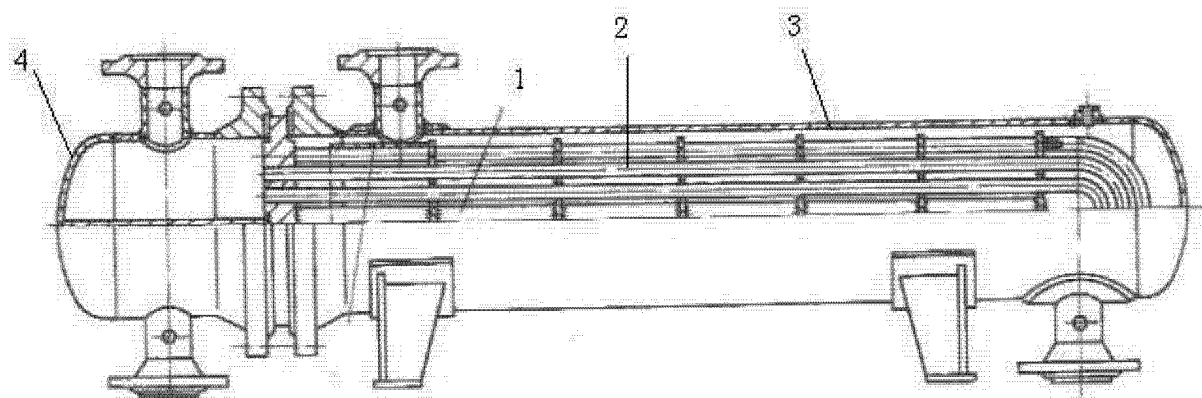


图 1

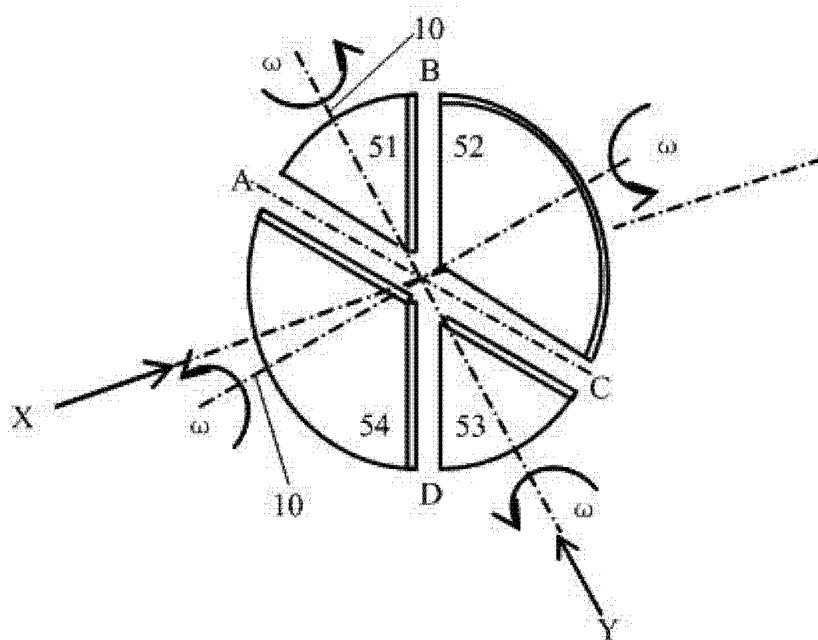


图 2

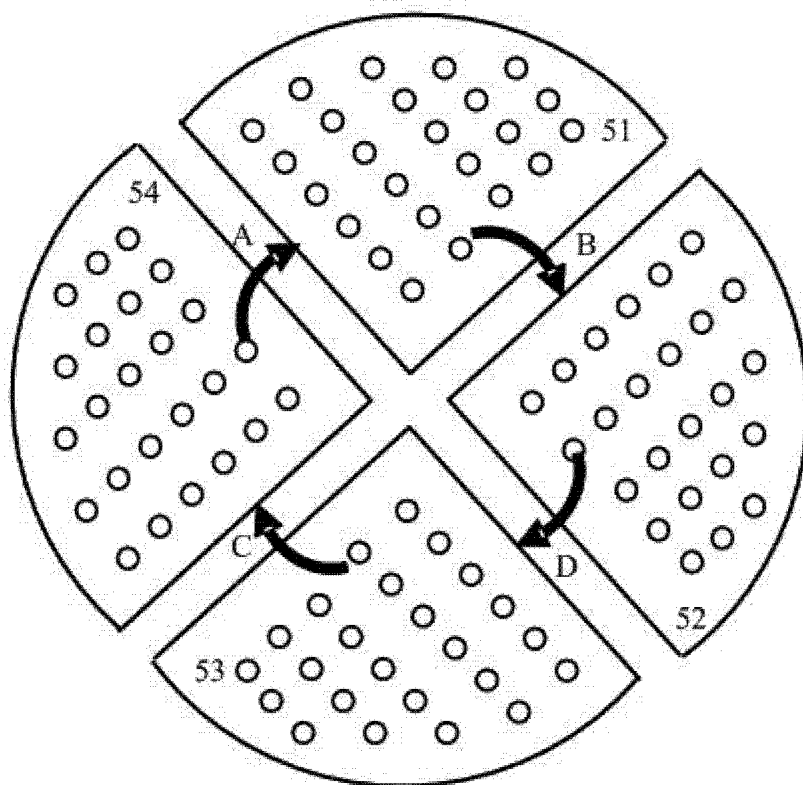


图 3

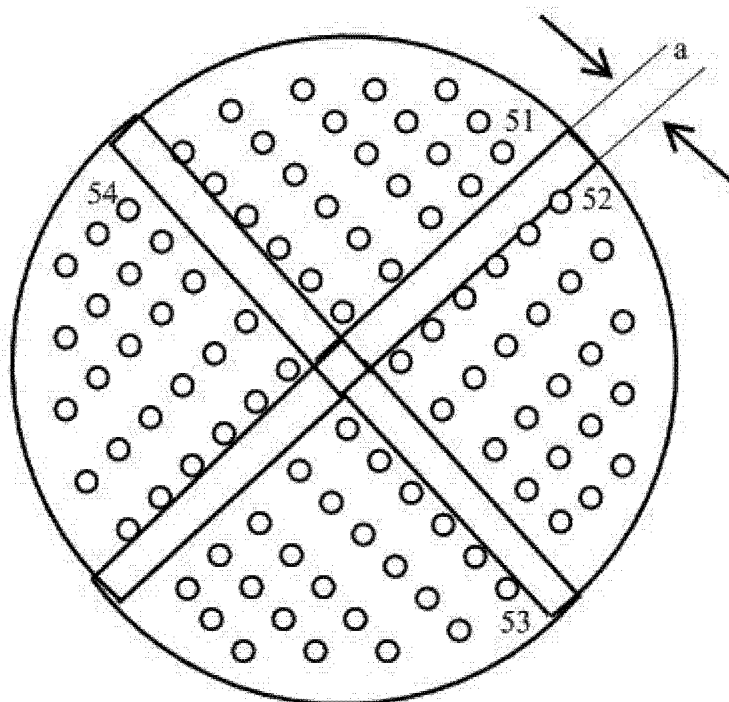


图 4

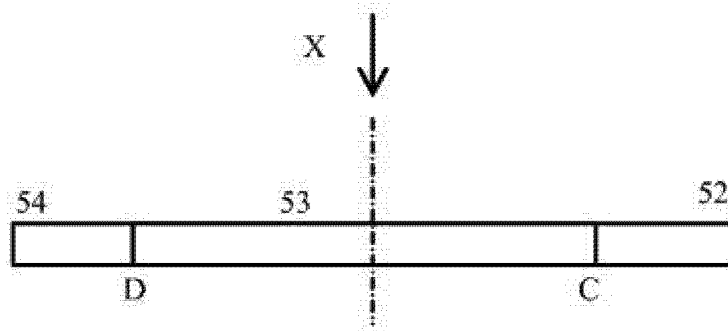


图 5

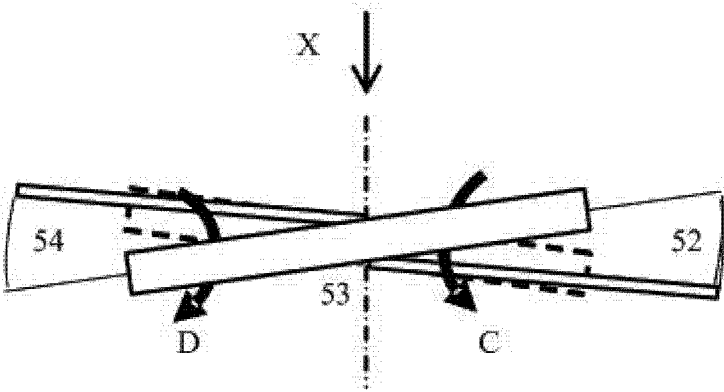


图 6

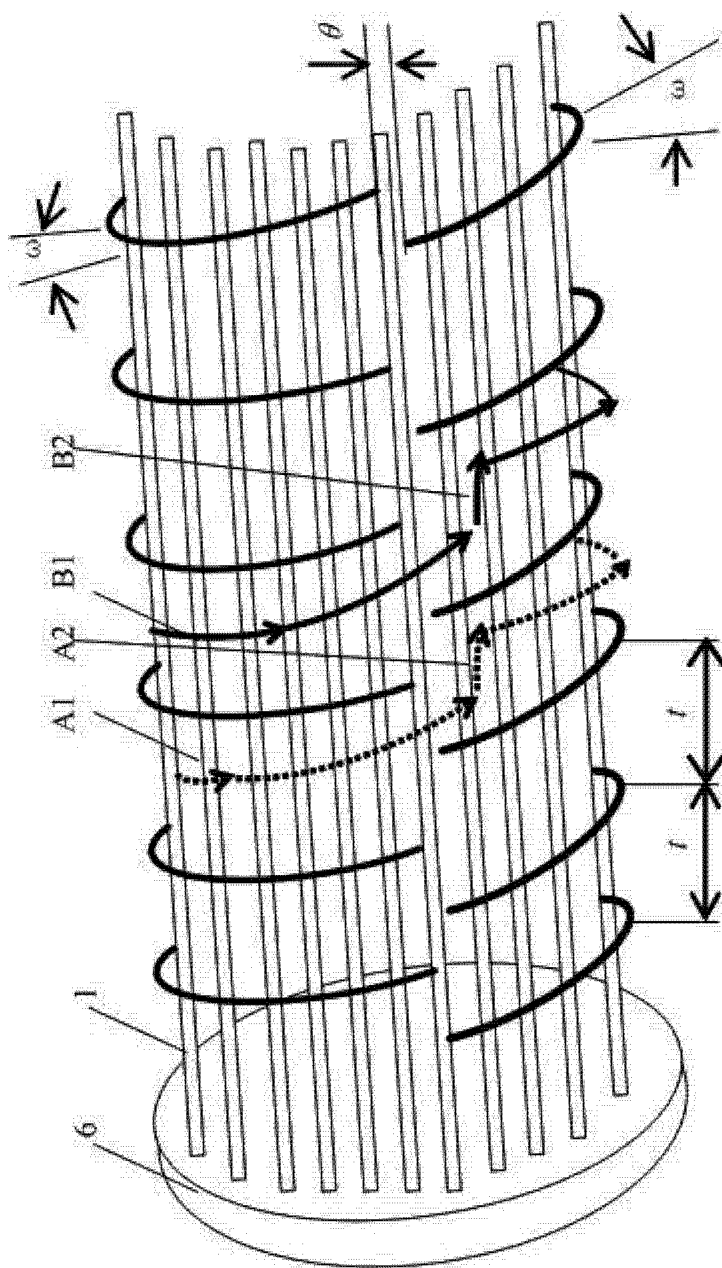


图 7

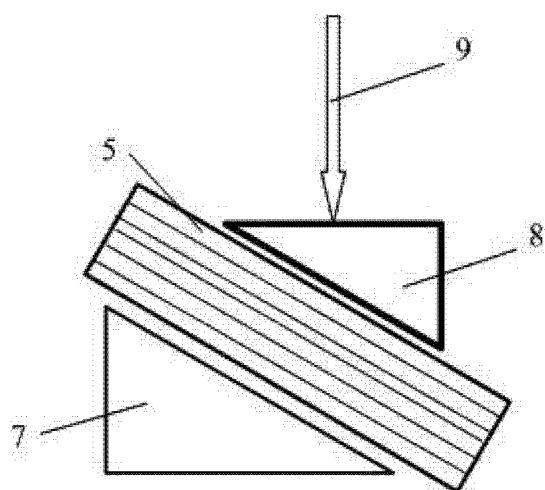


图 8