

混合板换热器板片结构对流动内触点分布及流动换热性能的影响

杨艳霞, 马晴婵, 王 维

(太原理工大学热能工程系, 太原 030024)

摘要: 混合板式换热器作为余热利用系统中高效节能设备, 其换热性能对系统效率及稳定性有重要影响。该研究基于 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型, 对 M 型和 H 型板式换热器流道内流动及传热过程展开数值模拟, 研究板片结构对板间触点分布的影响, 及雷诺数 Re 和板片组合对横向流道内流动及换热特性的影响规律。结果表明: M 型板间触点呈“方格”, H 型呈“菱形”, 且 H 型流道流体速度较大、温度场分布较均匀。随 Re 数增大, 压降 ΔP 及平均努塞尔数 \overline{Nu} 均增大; Re 数较低时, H 型的 \overline{Nu} 明显提高, 且 ΔP 增幅较小; 而高 Re 数 ($Re=6\ 000$) 时, 与 M 型相比, H 型的 \overline{Nu} 增幅仅为 ΔP 的 25% 左右。随波纹间距 s 减小, 触点数明显增多, ΔP 和 \overline{Nu} 均增大; $s=12\sim 16\text{mm}$ 较合适。研究结果为混合板式换热器的设计及优化提供理论依据。

关键词: 流动; 换热; 触点分布; 混合板式换热器; 数值模拟

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.202309110

中图分类号: TK124

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2024)-01-0142-08

杨艳霞, 马晴婵, 王维. 混合板换热器板片结构对流动内触点分布及流动换热性能的影响[J]. 农业工程学报, 2024, 40(1): 142-149. doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.202309110 <http://www.tcsae.org>

YANG Yanxia, MA Qingchan, WANG Wei. Effect of plate structure of mixed-plate heat exchanger on contact distribution and flow heat transfer performance[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2024, 40(1): 142-149. (in Chinese with English abstract) doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.202309110 <http://www.tcsae.org>

0 引 言

在全球能源紧缺的环境下, 节约资源、提高能源利用率受到越来越多的关注。太阳能热利用及余热回收储热技术发展迅速, 在热利用及储热系统中将换热器作为热量交换的传热设备^[1-2]。其中, 板式换热器是一种高效的节能设备, 它是由一组带有波纹的薄金属板片相互叠加组装而成, 流体在金属流道内收缩扩张流动, 实现冷、热流体在流道内热量交换的目的^[3-5]。板式换热器具有换热效率高、结构紧凑、适应性强、运行费用低、易拆修及使用寿命长等优点^[6], 已广泛应用于暖通空调、太阳能热利用、食品加工及农业干燥等众多领域^[7-11]。因此, 提高板式换热器的传热性能对系统效率及稳定性、节能减排等有着极其重要的意义^[12-14]。

目前, 对传统板式换热器已有大量的研究报道及应用^[14-17]。与传统板式换热器不同, 混合板式换热器是由两组不同波纹角度板片叠加组成的换热器, 混合板式换热器通常有三种流道: M 型、H 型、L 型, 可以适应不同工况下热负荷和压力降的要求, 达到精准匹配^[18-20]。已有一些学者对混合板式换热器传热特性进行研究。冯国鹏^[21]对混合板式换热器建立三维模型对 M 型和 H 型板式换热器换热及热混合特性研究。张井志等^[22]通过对

混合板式换热器主流区采用 $k-\varepsilon$ 双方程湍流模型, 分析其换热阻力特性与波纹倾角之间的关系, 并结合场协同以及火积耗散理论进行了分析, 结果表明软板组合中, 机械功耗随着 Re 的增大, 先上升后下降。而硬板组合, 机械功耗先达到一个极值, 而后继续随着雷诺数增大而增大。KHAN 等^[23]通过有限体积法对 Y 字形板式换热器三维模型进行数值模拟, 结果表明上下板片波纹倾角 $30^\circ\sim 60^\circ$ 混合板式换热器换热性能接近于 $30^\circ\sim 30^\circ$ 组合。KUMAR 等^[24]通过试验对两个对称板 ($30^\circ\sim 30^\circ$ 和 $60^\circ\sim 60^\circ$) 和一个非对称板 ($30^\circ\sim 60^\circ$) 板内流动及传热分布规律进行研究。结果表明, 混合波纹板的传热特性处于对称板之间, 且靠近波纹倾角较小的板片组合。赵元东等^[25]通过场协同理论和火积耗散理论对混合板式换热器的综合性能进行了分析, 结果发现随着入口流速的增大, 场协同数呈现逐渐下降的趋势, 而火积传递效率则呈现震荡降低的趋势。周乃香等^[26]通过比较在 RNG $k-\varepsilon$, SST $k-\omega$ 两种湍流模型下, 三维双 V 型纹板式换热器内部换热和阻力特性分布规律, 结果发现 SST $k-\omega$ 湍流模型计算得到的结果与试验吻合度较高。KIM 等^[27]提出一种双波纹板式换热器, 相比于常规的板式换热器, 传热性能提高了 50%。李安军等^[28]对两种不同波纹深度的波纹板式换热器进行了试验研究, 结果表明浅密波纹板片组合的换热器传热系数要大于普通板片组合。张晶等^[29]通过建立板式换热器冷热双流道模型, 对换热器流道内的传热特性进行了研究。FAR 等^[8]对波纹板的波纹结构进行试验和模拟研究, 提出了一种换热性能较高的波纹结构。BAI 等^[13]对不同周期数的不同类型板片进行试验和数值

收稿日期: 2023-09-11 修订日期: 2024-01-18

基金项目: 山西省基础 Research 计划自然科学面上项目 (202203021211167, 202203021211122)

作者简介: 杨艳霞, 博士, 副教授, 研究方向为流动传热传质。

E-mail: yangyanxia@tyut.edu.cn

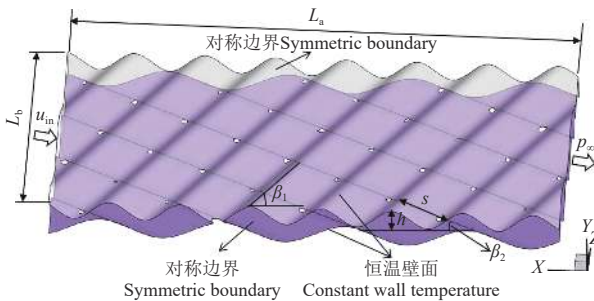
研究。JIANG 等^[30] 基于反向旋涡的思想，构造了一种新型的对称胶囊板式换热器。BORJIGIN 等^[31] 提出了一种用于机柜冷却系统的吹板式换热器，通过改变换热表面提高了换热性能。

混合板式换热器的板间流道复杂多变，其内部触点分布、流动及传热过程对换热器的传热性能有重要的影响^[18,32]，但是对该方面的报道较少。因此，本文将基于 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型对 M 型和 H 型混合板式换热器内的流动及传热过程展开数值模拟，获得其流场及温度场分布，研究板片结构对板间触点分布的影响，以及板片组合、流速对横向流道内流动和换热特性的影响规律，进而揭示混合板式换热器内部的流动及传热机理，为其设计及优化提供理论指导。

1 物理模型

1.1 几何模型

如图 1 所示，混合板式换热器由两个不同波纹倾角的波纹板组成，本文以 M 型、H 型为混合板式换热器研究对象，对主流区的流动及换热过程进行模拟计算。板片参数为：主流区 $L_a \times L_b$ (100 mm×60 mm)； β_1 、 β_2 分别为上、下波纹板波纹倾角，其中 M 型换热器 ($\beta_1=30^\circ$ 、 $\beta_2=60^\circ$ ，即 $30^\circ-60^\circ$)、H 型换热器 ($\beta_1=50^\circ$ 、 $\beta_2=60^\circ$ ，即 $50^\circ-60^\circ$)；波纹高度 $h=2\sim 4$ mm，波纹间距 $s=8\sim 16$ mm。



注： L_a 、 L_b 分别为主流区长、宽，mm； β_1 、 β_2 分别为上下板波纹倾角， $^\circ$ ； h 、 s 为波纹高度和间距，mm； u_{in} 为来流速度，m/s； p_e 为出口压力，Pa。
Note: L_a 、 L_b are the main area length and width respectively, mm; β_1 、 β_2 are corrugation angles of upper and lower plates respectively, $^\circ$; h 、 s are corrugation height and corrugation pitch, mm; u_{in} is the inlet velocity, m/s; p_e is the outlet pressure, Pa.

图 1 物理模型

Fig.1 Physical model

1.2 数学模型

根据混合板式换热器内流动换热特点，作如下假设：

1) 工作流体为不可压缩牛顿流体，流体流动为充分发展的湍流；

2) 除进出口外，板片及通道四周与外界无任何热与质的交换；

3) 壁面为无滑移边界条件，忽略重力和密度差引起的浮升力。

板间通道内流动及换热满足以下守恒方程^[32-34]。

连续性方程：

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

式中 u 、 v 、 w 为流体速度在 x 、 y 、 z 方向上的分量，m/s。

动量守恒方程：

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (2)$$

式中 ρ 为流体密度，kg/m³； p 为压力，Pa； ν 为运动黏度，m²/s。

能量守恒方程：

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (3)$$

式中 T 为流体温度，K； α 为热扩散系数，m²/s。

湍流双方程模型是目前应用最为广泛的模型，主要是由于该模型中增加了湍动能 k 方程和耗散率 ε 方程。与标准的双方程 $k-\varepsilon$ 模型相比，RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型^[32,35] 可以较好地处理湍流流动，漩涡和旋转等问题。这是由于 RNG $k-\varepsilon$ 模型作了如下改进：1) 修正了湍动黏度，在平均流动中考虑了旋转及涡流流动情况；2) 在 ε 方程中增加了一项 R_ε ，将流体流动与空间坐标函数进行了考虑，有效提高了精度；3) 考虑了湍流漩涡，可以更好的处理流场中旋流，弯曲流动等问题。已有文献报道 RNG $k-\varepsilon$ 模型适用于板式换热器的研究^[4,6,21-22,26]，因此，本文将采用 RNG $k-\varepsilon$ 模型模拟混合板式换热器板间复杂的流动及换热过程。

RNG $k-\varepsilon$ 模型 k 方程和 ε 方程如下：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (5)$$

式中 G_k 、 G_b 分别是由于层流速度梯度和浮力而产生的湍动能； Y_M 是过渡的扩散产生的波动； $C_{1\varepsilon}$ 、 $C_{2\varepsilon}$ 、 $C_{3\varepsilon}$ 是常量； α_k 和 α_ε 是 k 方程和 ε 方程的湍流 Prandtl 数； S_k 和 S_ε 为模型自定义参数。 $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$ ， $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$ ， $R_\varepsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k}$ ，其中， $\eta = S k / \varepsilon$ ， $\eta_0 = 4.38$ ， $\beta = 0.012$ 。

1.3 边界条件

如图 1 物理模型中，各边界条件设置如下：

进口边界： $u=u_{in}$ ， $v=0$ ， $w=0$ ， $T=T_{in}=348.15K$ ；

出口边界： $\frac{\partial u}{\partial x} = 0$ ， $\frac{\partial v}{\partial x} = 0$ ， $\frac{\partial w}{\partial x} = 0$ ， $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$ ，

$p=p_\infty$ ；

上下壁面： $u=0$ ， $v=0$ ， $w=0$ ， $T_{up}=T_{down}=293.15K$ ；

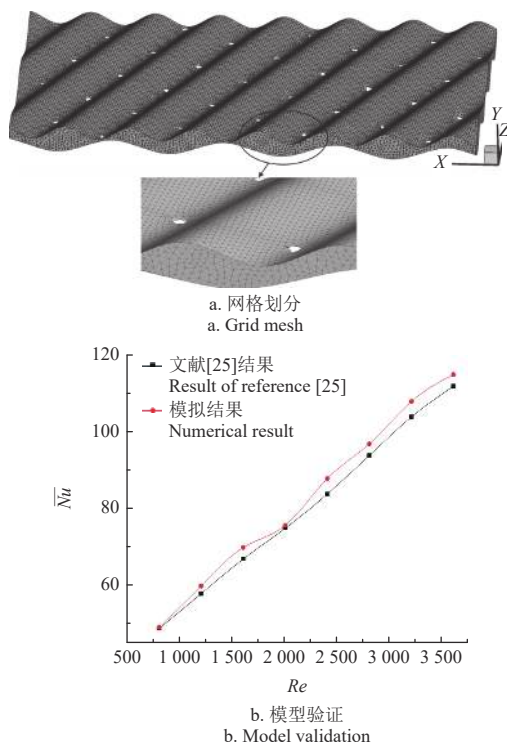
侧面对称边界： $\frac{\partial u}{\partial y} = 0$ ， $\frac{\partial v}{\partial y} = 0$ ， $\frac{\partial w}{\partial y} = 0$ ， $\frac{\partial T}{\partial y} = 0$ ；

计算中，选取 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型，增强壁面函数^[36]，

采用 SIMPLE 算法进行压力与速度的耦合, 各控制方程的离散均采用二阶迎风格式, 能量方程的相对残差小于 10^{-5} , 其它控制方程残差小于 10^{-4} 。

2 模型验证

混合板式换热器的流道复杂多变, 选取非结构化四面体网格, 如图 2a 所示。通过网格无关性验证, 选取网格尺寸为 0.3 mm, 网格数 250 万。为验证模型的可靠性, 混合板式换热器流动及换热的参数设置与文献 [25] 一致, 壁面平均努塞尔数 $\overline{Nu} = qd_e / \lambda(T_w - T_f)$, 其中, q 为壁面热通量, W/m^2 ; d_e 为当量直径, mm; λ 为导热系数, $W/(m \cdot K)$; T_w 、 T_f 分别为壁面和流体平均温度。如图 2b 所示, 计算的 \overline{Nu} 与文献 [25] 结果进行对比, 两者吻合度较高, 从而验证了该模型的可行性。



注: Re 为雷诺数; \overline{Nu} 为壁面平均努塞尔数, 下同。
Note: Re is the Reynolds number; \overline{Nu} is the average Nusselt number of the plate, same below.

图 2 网格划分和模型验证
Fig.2 Grid mesh generation and model validation

3 模拟结果及分析

3.1 流速对流动及传热特性的影响

首先, 分析流速 (用雷诺数 Re 表征) 对不同板片组合换热器内流动及传热特性的影响。图 3 为不同 Re 下, 波纹高度 $h=3$ mm, 波纹间距 $s=12$ mm 的 M 型 ($30^\circ-60^\circ$)、H 型 ($30^\circ-60^\circ$) 换热器横向流道内流场分布。由图可见, 板内触点均为交叉排列, 触点在 M 型流道内呈“方格状”分布, 而在 H 型流道内呈纵向间距较大的“菱形状”分布, 流体在横向流道内呈交叉流, 在触点两侧速度较高, 而触点尾部较低。这主要是由于流体在流经触点时, 流动受阻, 流体被迫向触点两侧流动, 而由于黏滞阻力的作用使得靠近触点后部的流体动能损耗增

加, 边界层不断增厚, 而压差的增加使部分流体反向流动, 形成速度较低的尾涡区。对比图 3a 和 3b 可见, 相同 Re 下, H 型板内触点间横向流道内流体湍动度较高, 主要原因是 H 型板内触点间横向间距较小而纵向间距更大, 形成较宽的流通通道, 湍动程度更高。随着 Re 由 1 000 增加到 5 000, 流道内流体流速整体增大, 触点尾部低速区逐渐减小。这主要是因为较高的流体流速增强了触点尾部流体的扰动程度。

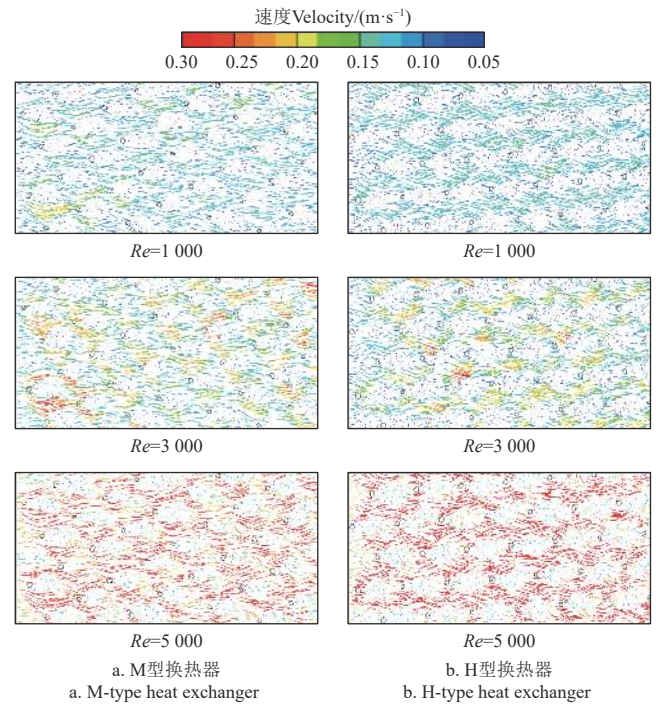


图 3 不同 Re 时换热器流道内速度分布
Fig.3 Velocity distribution in the flow channel of heat exchanger under different Re

图 4 为不同 Re 下 M 型和 H 型混合板式换热器横向流道内温度场分布。流体温度沿流动方向逐渐降低, 且在触点尾部温度较低。这主要是由于流体流经触点时由于黏性阻力的作用导致流体边界层分离, 在触点尾部形成尾流区而导致其换热较差, 因此温度较低。随着 Re 的增加, 板内流体温度整体升高, 触点尾部尾涡区逐渐减小, 且形成的不规则漩涡不断脱落, 可见增大入口流速可以增强流体在流道内扰动, 增强换热, 减少流动死区。对比图 4a 和 4b, 相同 Re 下 (如 $Re=3\ 000$), 与 M 型相比, H 型板内触点尾部换热死区明显较少, 且流道内温度分布更为均匀。

不同 Re 下, M 型和 H 型换热器内流动及传热特性也进行了评估, 如图 5 所示。图 5a 为不同板片组合的换热器内压降 ΔP 随 Re 数的变化曲线。由图可见, 随着 Re 数的增加, M 型和 H 型板式换热器内压降 ΔP 均增大, 其增幅也逐渐增大, 且 H 型换热器增幅增大更为显著。这是由于高 Re 数时, H 型换热器内流体扰动较大而导致其压降较大。图 5b 为换热器平均努塞尔数 \overline{Nu} 随 Re 数的变化曲线。由图可知, 随着 Re 数的增加, M 型和 H 型板式换热器 \overline{Nu} 均明显增大, 且 H 型换热器 \overline{Nu} 的增幅较大, 这是由于其较大的流体扰动增强其换热性能。对比图 5a

和图 5b, 与 M 型相比, $1\,000 < Re < 4\,000$ 时, H 型换热器的压降增幅较小, 而换热效果有明显提高; 高 Re 数 (如 $Re=6\,000$) 时, H 型换热器压降快速增加, 而平均换热系数的 \overline{Nu} 提高仅为压降增幅的 25% 左右。因此, 适当提高流速, 采用 H 型换热器可提高换热性能。

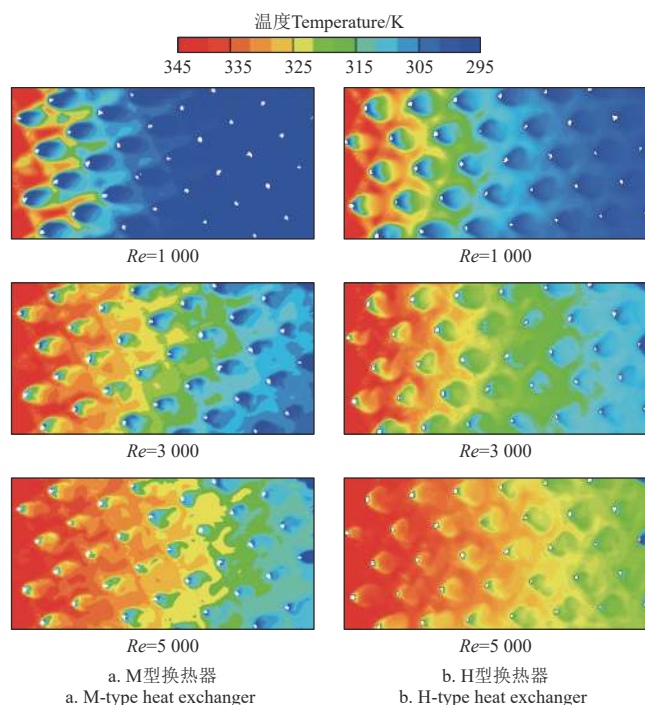


图 4 不同 Re 时, 换热器流道内温度分布

Fig.4 Temperature distribution in the flow channel of heat exchanger under different Re

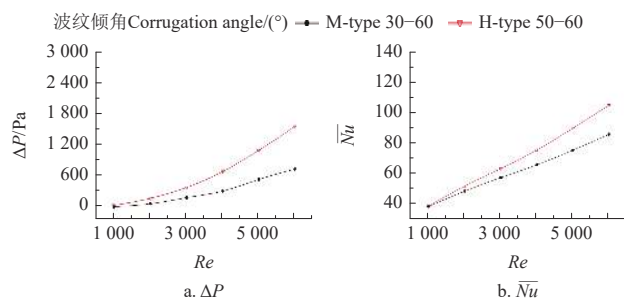


图 5 M 型和 H 型板式换热器内 ΔP 和 \overline{Nu} 随 Re 的变化

Fig.5 Variation of ΔP and \overline{Nu} with Re number for M- and H-type plate heat exchanger under different corrugation angles

3.2 波纹间距对流道内流动及传热特性的影响

波纹间距 s 对换热器内的流道结构、触点分布有较大的影响, 进而影响板间通道内流动及传热过程。图 6 为 $Re=3\,000$ 时, $h=3\text{ mm}$, $s=8\sim 16\text{ mm}$ 的 M 型、H 型换热器横向流道内速度场分布。由图可见, 随着波纹间距的减小, 流道内触点数量显著增加, 流体尾部尾涡区减小, 流道内速度明显增大。这是由于触点增多 (如 $s=8\text{ mm}$) 使得流道内流体扰动剧烈, 流体湍动度增强, 流速增大, 因此触点尾部尾流区减小。对比图 6a 和 6b 可见, 相同波纹间距下, H 型换热器流道内速度较 M 型的大, 这是由于 H 型换热器内触点的横向间距较小, 流体的湍动度较大, 因此速度较大。

图 7 为对应于图 6 流场下, 不同波纹间距 s 时 M 型、

H 型板式换热器横向流道内的温度场分布。由图可见, 波纹间距越小 (如 $s=8\text{ mm}$), 触点尾部低温区明显减少, 通道内温度分布更为均匀。这主要是因为波纹间距的减小增强了流体的湍动度, 扰动增强, 换热性能提高。

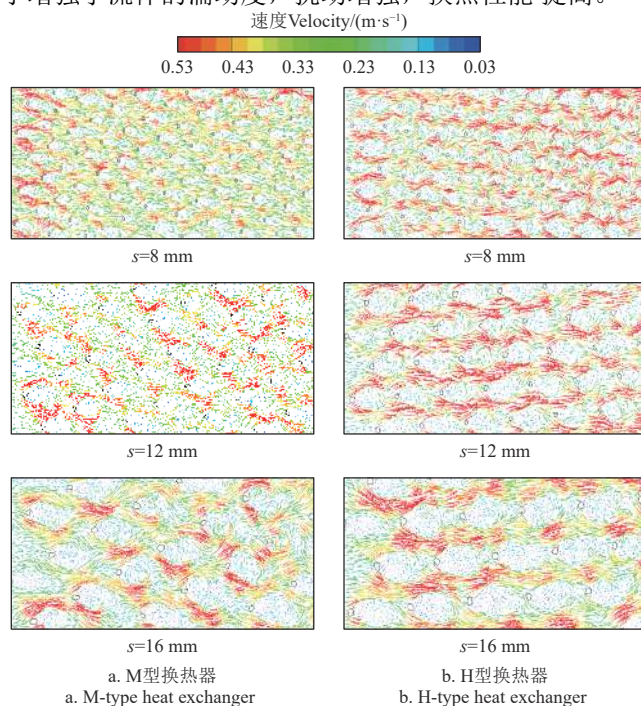


图 6 不同波纹间距下, 换热器流道内速度分布

Fig.6 Velocity distribution in the flow channel of heat exchanger under different corrugation pitches

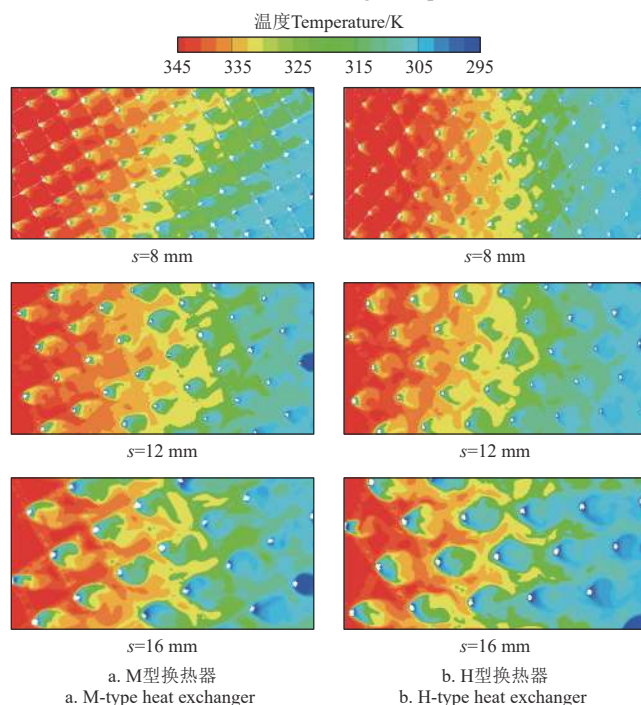


图 7 不同波纹间距下, 换热器流道内温度分布

Fig.7 Temperature distribution in the flow channel of heat exchanger under different corrugation pitches

图 8a 为不同波纹间距下, 混合换热器内压降 ΔP 随 Re 数的变化曲线。由图可见, 相同条件下 (Re , s), H 型换热器的压降整体高于 M 型的。 Re 数一定时 (如 $Re=3\,000$), 随波纹间距的增大, M 型和 H 型换热器的

压降均减小, 且 H 型换热器 ΔP 减小的幅度较大。这是由于波纹间距的减小, 触点增多, 流体扰动增强, 流体湍动度增大, 压差阻力增加。随着 Re 数的增大, H 型换热器 ΔP 增加的幅度增大, 波纹间距对 ΔP 的影响更为显著, 而 M 型换热器压降增加幅度基本不变。图 8b 为不同波纹间距下混合换热器的平均换热系数 \bar{Nu} 随 Re 数的变化。可以看出, 相同条件下 (Re, s), 与 M 型相比, H 型换热器 \bar{Nu} 显著提高。 Re 数一定时 (如 $Re=3\ 000$), 随着波纹间距的减小, M 型和 H 型混合板式换热器 \bar{Nu} 均明显增大。这是因为波纹间距的减小使得换热器内触点数量增加, 而触点在板间可以增加流体的扰动, 增强流体与壁面之间的换热, 因此波纹间距减小提高了换热性能。随着 Re 数的增大, H 型换热器 \bar{Nu} 显著增加, 且 $s=12\sim 16\text{ mm}$ 时以较小的压降获得较高的换热性能; 而高 Re 数 (如 $Re=6\ 000$) 或小波纹间距 (如 $s=8\text{ mm}$) 时, H 型换热器 \bar{Nu} 增大幅度尤为明显, 同时其压降也较高, 这说明其换热性能的提高是以较大的压降为代价。

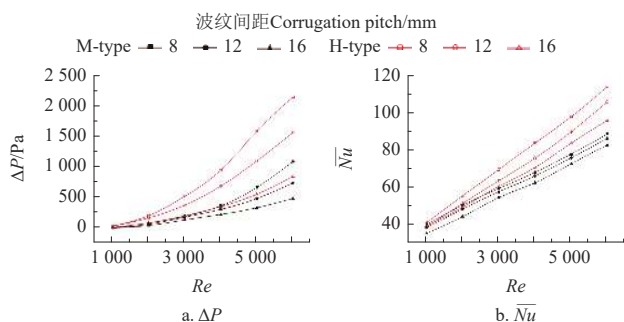


图 8 不同波纹间距下, M 型和 H 型板式换热器内 ΔP 和 \bar{Nu} 随 Re 的变化

Fig.8 Variation of ΔP and \bar{Nu} with Re number for M- and H-type plate heat exchanger under different corrugation pitches

3.3 波纹高度对流动及传热特性的影响

波纹高度对换热器流道内的流动和传热的影响也进行了研究。图 9 为 $Re=3\ 000, s=12\text{ mm}$ 时, 不同波高 ($h=2\sim 4\text{ mm}$) 下 M 型和 H 型板式换热器横向流道内速度场分布。由图可见, 随着波高 h 的增加, 流道内流体速度增加, 这是因为波高的增加使得板内触点间纵向间距增大, 通道扩大使得混合剧烈, 从而流体速度增加。

图 10 为不同波高下 H 型和 M 型板式换热器横向流道内温度场分布。随着波纹高度的增加, 流道内流体温度分布更均匀, 触点尾部低温区逐渐减小。这是因为波纹高度越高, 波纹板间凹槽空间越大, 使得流体湍动度增大, 增强了流体与板间换热。

图 11a 为不同波纹高度 h 下, 混合板式换热器压降 ΔP 随 Re 的变化曲线。由图可见, h 一定时, 随着 Re 的增大, 换热器压降 ΔP 均增大。 Re 数一定 (如 $Re=2\ 000$) 时, 随着波纹高度的增大, ΔP 明显减小; 且高 Re 数 (如 $Re=4\ 000$) 时, ΔP 的降幅较大, 波纹高度的影响较为显著; 相同条件下 (Re, h), 相比 M 型, H 型换热器 ΔP 较高。图 11b 为不同波纹高度下, 换热器 \bar{Nu} 随 Re 的变化曲线。由图可见, 相同条件下, H 型换热器的换热性能优于 M 型的。 h 一定时, 随着 Re 数的增加, \bar{Nu} 明显增大, 且 H 型换热器比 M 型的增大幅度更大。 Re 数一定 (如 $Re=2\ 000$) 时, 随着波纹高度的增

大, \bar{Nu} 增大, 而 ΔP 减小, $h=4\text{ mm}$ 的 H 型换热器换热性能最佳, 且压降较低; 高 Re 数时, \bar{Nu} 的增量减小, 甚至不增加 (如 H 型, $Re=6\ 000$), 但其压降较低, 说明高 Re 数时, 增大波纹高度对换热性能的影响减小, 但压降明显降低。因此, 增大波纹高度可以较小的压降获得较高的换热性能, 且 H 型换热器换热性能的提高尤为显著。

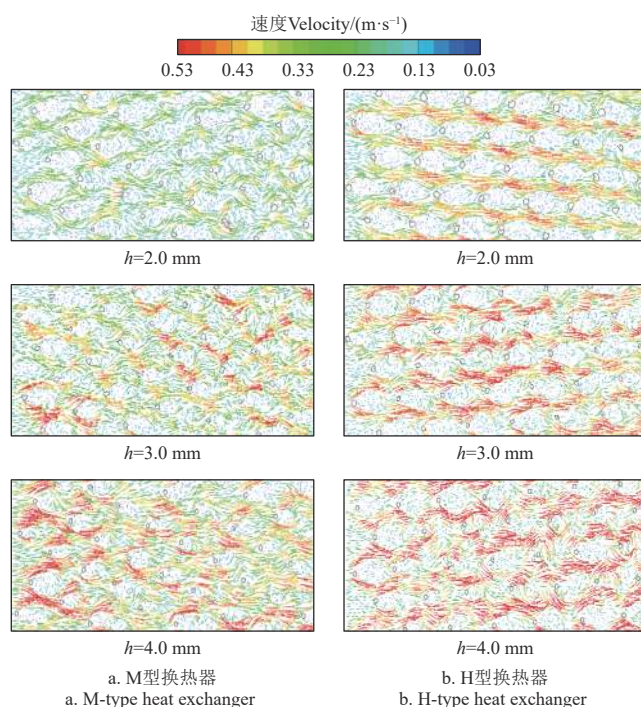


图 9 不同波高下, 换热器流道内速度场分布

Fig.9 Velocity distribution in the flow channel of heat exchanger under different corrugation heights

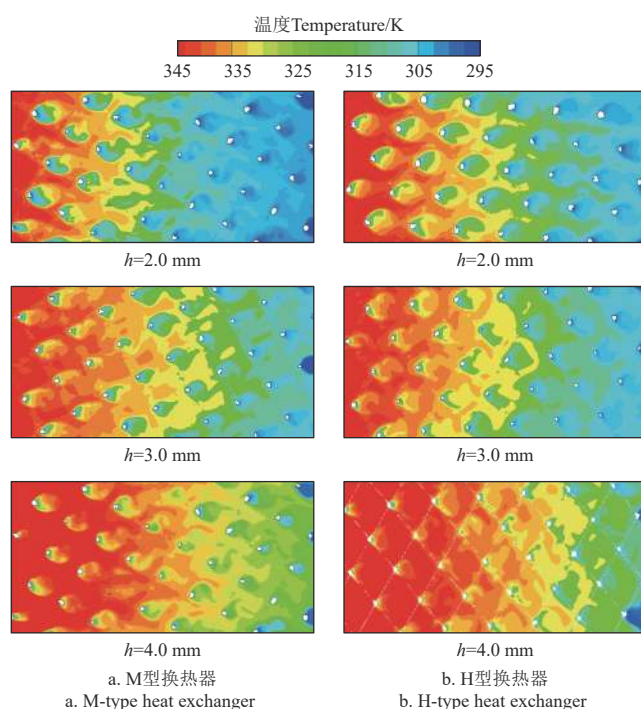


图 10 不同波高下, 换热器流道内温度场分布

Fig.10 Temperature distribution in the flow channel of heat exchanger under different corrugation heights

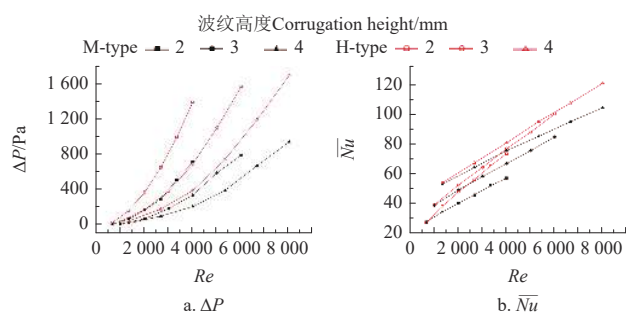


图 11 不同波纹高度下, M 型和 H 型板式换热器 ΔP 和 \overline{Nu} 随 Re 的变化

Fig.11 Variation of ΔP and \overline{Nu} with Re number for M- and H-type plate heat exchanger under different corrugation heights

4 结 论

本文基于 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型对 M 型和 H 型混合板式换热器进行数值模拟, 研究横向流动内触点分布, 及 Re 数、板片结构对换热器内流动及换热性能的影响规律, 为板式换热器的设计及优化提供理论依据。主要结论有:

1) M 型换热器板间触点呈“方格”分布, 而 H 型呈纵向间距较大的“菱形”分布; 与 M 型相比, H 型换热器内流体扰动强度较大, 速度较高, 温度场分布较均匀。

2) 随 Re 增大, 换热器内压降 ΔP 、平均换热系数 \overline{Nu} 均增大; Re 数较低 ($Re < 4000$) 时, H 型换热器 \overline{Nu} 明显提高, 而 ΔP 增幅较小; 高 Re 数 ($Re = 6000$) 时, ΔP 的增幅大于 \overline{Nu} 的; 且相比 M 型, H 型 \overline{Nu} 的增幅仅为 ΔP 的 25% 左右, 换热性能的提高以较大压降为代价。

3) 随波纹间距减小, 触点数明显增多, 流体扰动加强, 温度分布更均匀; ΔP 和 \overline{Nu} 均增大; 而波纹间距过小时, \overline{Nu} 有明显提高, 但 ΔP 较大, 特别是 H 型换热器; $s = 12 \sim 16$ mm 较合适。

4) 随波纹高度增大, 触点间纵向间距增大, 流体扰动增强, 温度场分布更均匀; ΔP 减小, \overline{Nu} 增大; 高 Re 数时, \overline{Nu} 增幅减小, 但 ΔP 明显降低。因此, 增大波纹间距可以较小的压降获得较高的换热性能, 且 H 型换热器较显著。

【参 考 文 献】

- [1] 钱伯章. 换热器节能技术综述[J]. 化工装备技术, 2014, 35(3): 60-66.
QIAN Bozhang. Summary of energy-saving technology for heat exchanger[J]. Chemical Equipment Technology, 2014, 35(3): 60-66. (in Chinese with English abstract)
- [2] 钱伯章. 换热器节能技术综述[J]. 化工装备技术, 2014, 35(4): 49-56.
QIAN Bozhang. Summary of energy-saving technology for heat exchanger[J]. Chemical Equipment Technology, 2014, 35(4): 49-56. (in Chinese with English abstract)
- [3] 张仲彬, 张浩, 刘洋, 等. 新型板式换热器导流区特性的数

值模拟及场协同分析[J]. 机械工程学, 2017, 53(6): 145-151.
ZHANG Zhongbin, ZHANG Hao, LIU Yang, et al. Numerical simulation and field synergy principle analysis on the characteristic for new distribution region of plate heat exchanger[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(6): 145-151. (in Chinese with English abstract)

- [4] 杨艳霞, 马晴婵, 左玉清. 人字形板式换热器流道传热特性及参数优化[J]. 农业工程学报, 2019, 35(21): 210-215.
YANG Yanxia, MA Qingchan, ZUO Yuqing. Heat transfer characteristics and parameter optimization of flow passage of herringbone heat transfer[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of CSAE), 2019, 35(21): 210-215. (in Chinese with English abstract)
- [5] MOHAMMED H A, ABED A M, WAHID M A. The effects of geometrical parameters of a corrugated channel within out of phase arrangement[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2013, 40(1): 47-53.
- [6] 张冠敏. 复合波纹板式换热器强化传热机理及传热特性研究[D]. 济南: 山东大学, 2006.
ZHANG Guanmin. Research on Heat Transfer Enhancement Mechanism and Heat Transfer Characteristic of Compound Corrugation Plate Heat Exchanger[D]. Jinan: Shandong University, 2006. (in Chinese with English abstract)
- [7] 孔祥强, 岳振伟, 尹鹏宇, 等. 基于多目标算法集热/蒸发器微通道结构优化[J]. 农业工程学报, 2023, 39(8): 86-94.
KONG Xiangqiang, YUE Zhenwei, YIN Pengyu, et al. Optimizing micro-channel structure in a collector/evaporator using multi-objective algorithm[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of CSAE), 2023, 39(8): 86-94. (in Chinese with English abstract)
- [8] FAR A F, BASHIRNEZHAD K, SHAHABI P B, JAHANPOUR J. A novel wavy chevron design for plate heat exchangers: Experimental and numerical analysis[J]. Chemical Engineering Communications, 2023, 210(4): 449-459.
- [9] 徐象国, 詹思成, 梁灏彬, 等. 空调换热器表面排水性能计算模型、整体影响及改进方法综述[J]. 机械工程学, 2017, 53(4): 122-133.
XU Xiangguo, ZHAN Sicheng, LIANG Haobin, et al. Review of methods to simulate and improve the surface wettability of heat exchanger and corresponding influence on air conditioning systems[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(4): 122-133. (in Chinese with English abstract)
- [10] 倪佳鑫, 张莹, 邓帅, 等. 有机朗肯循环系统动态响应分析[J]. 机械工程学, 2017, 53(22): 190-197.
NI Jiaxin, ZHANG Ying, DENG Shuai, et al. Dynamic simulation of an organic rankine cycle system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(22): 190-197. (in Chinese with English abstract)
- [11] 张德权, 徐毓谦, 宁静红, 等. 二氧化碳制冷技术在农产品冷链物流保鲜中的应用研究进展[J]. 农业工程学报, 2023, 39(6): 12-22.

- ZHANG Dequan, XU Yuqian, NING Jinghong, et al. Research progress in the application of CO₂ refrigeration technology to agricultural product cold chain logistics preservation[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering(Transactions of CSAE), 2023, 39(6): 12-22. (in Chinese with English abstract)
- [12] CHIEN N B, TAEK O J, ASANO H, TOMIYANA Y. Investigation of experiment and simulation of a plate heat exchanger[J]. Energy Procedia, 2019, 158: 5635-5640.
- [13] BAI C, ZHANG G M, QIU Y, LENG X L, TIAN M C. A new method for heat transfer and fluid flow performance simulation of plate heat exchangers[J]. Numerical Heat Transfer Part B-Fundamentals, 2019, 75(2): 93-110.
- [14] FOCKE W W, ZACHARIADES J, OLIVIER I. The Effect of the corrugation inclination angle on the thermo hydraulic performance of plate heat exchangers[J]. International Communications In Heat And Mass Transfer, 1985, 28(8): 1469-1479.
- [15] FOCKE W W. Turbulent convective transfer in plate heat exchangers[J]. International Communications In Heat And Mass Transfer, 1983, 10(3): 201-210.
- [16] RAO B P, KUMAR P K, DAS S K. Effect of flow distribution to the channel on the thermal performance of a plate heat exchanger[J]. Chemical Engineering and Processing, 2002, 41(1): 49-58.
- [17] 王茜, 韩怀志, 李炳熙. 板式换热器波纹通道的流动与传热机理[J]. 化工学报, 2017(z1): 71-82.
- WANG Qian, HAN Huaizhi, LI Bingxi. Flow and heat transfer mechanism of corrugated plate heat exchanger[J]. CIESC Jorunal, 2017(z1): 71-82. (in Chinese with English abstract)
- [18] SHIRZAD M, DELAVAR M A, AJAROSTAGHI S M, et al. Evaluation the effects of geometrical parameters on the performance of pillow plate heat exchanger[J]. Chemical Engineering Research and Design, 2019, 150: 74-83.
- [19] SOMAN D P, KARTHIKA S, KALAICHELV I, et al. Experimental study of turbulent forced convection heat transfer and friction factor in dimpled plate heat exchanger[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 162(5): 114-254.
- [20] HARIKRISHNAN S, TIWARI S. Heat transfer characteristics of sinusoidal wavy channel with secondary corrugation[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2019, 145: 105773.
- [21] 冯国鹏. 板式换热器换热及热混合特性研究[D]. 沈阳: 东北大学, 2013.
- FENG Guopeng. Research on Heat Exchange and Heat Mixing Characteristics of Plate Heat Exchanger[D]. Shenyang: Dongbei University, 2013. (in Chinese with English abstract)
- [22] 张井志, 田茂诚, 张冠敏, 等. 倾角不同波纹板片组合板式换热器流动换热分析[J]. 工程热物理学报, 2014, 35(7): 1369-1373.
- ZHANG Jingzhi, TIAN Maocheng, ZHANG Guanmin, et al. Heat transfer and flow resistance characteristics of plate heat exchangers with different corrugate angles[J]. Journal of Engineering Thermo physics, 2014, 35(7): 1369-1373. (in Chinese with English abstract)
- [23] KHAN T S, CHYU M C, AYUB Z H, et al. Experimental investigation of single phase convective heat transfer coefficient in a corrugated plate heat exchanger for multiple plate configurations[J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30: 1058-1065.
- [24] KUMAR B, SONI A, SINGH S N. Effect of geometrical parameters on the performance of chevron type plate heat exchanger[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2018, 91: 126-133.
- [25] 赵元东, 张井志, 张冠敏, 等. 热混合板式换热器换热阻力性能[J]. 压力容器, 2013, 30(8): 46-53.
- ZHAO Yuandong, ZHANG Jingzhi, ZHANG Guanmin, et al. Heat transfer and resistance performance of thermal hybrid plate heat exchangers[J]. Pressure Vessel Technology, 2013, 30(8): 46-53. (in Chinese with English abstract)
- [26] 周乃香, 冷学礼, 王树军. 双 V 型波纹板式换热器的数值研究[J]. 压力容器, 2015, 32(11): 27-32.
- ZHOU Naixiang, LENG Xueli, WANG Shujun. Numerical simulation of a double V Pattern corrugation plate heat exchanger[J]. Pressure Vessel Technology, 2015, 32(11): 27-32. (in Chinese with English abstract)
- [27] KIM M, BAIL Y J, PARK S R, et al. Experimental study on corrugated cross-flow air-cooled plate heat exchanger[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2010, 34(8): 1265-1272.
- [28] 李安军, 陈晓庆, 李健, 等. 两种波纹深度板片传热及阻力特性的对比实验研究[J]. 化工学报, 2019, 70(9): 3377-3384.
- LI Anjun, CHEN Xiaoqing, LI Jian, et al. Experimental study on heat transfer and resistance characteristics of two corrugated depth plates[J]. CIESC Jorunal, 2019, 70(9): 3377-3384. (in Chinese with English abstract)
- [29] 张晶, 文珏, 赵力, 等. 基于计算流体力学数值模拟的板式换热器传热与流动分析及波纹参数优化[J]. 机械工程学报, 2015(12): 137-145.
- ZHANG Jing, WEN Yu, ZHAO Li, et al. Heat transfer and flow analysis and corrugation parameters optimization of the plate heat exchanger based on computational fluid dynamics numerical simulation[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015(12): 137-145. (in Chinese with English abstract)
- [30] JIANG C, BAI B, WANG H, et al. Heat transfer enhancement of plate heat exchangers with symmetrically distributed capsules to generate counter-rotating vortices[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 151: 119455.
- [31] BORJIGIN S, FU W, WANG H J, et al. Introduction of blown plate heat exchanger for cabinet cooling system[J]. Clean Technologies and Environmental Policy, 2023, DOI:10.1007/s10098-023-02580-6

- [32] 林建忠, 阮晓东等. 流体力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 2005.
- [33] SAWYERS D R, SEN M, Chang H C. Heat transfer enhancement in three-dimensional corrugated channel flow[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1998, 41(22): 3559-3573
- [34] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001
- [35] 谢汉龙, 赵新宇, 张炯明. ANSYS CFX 流体分析及仿真[M]. 北京: 电子工业出版社, 2012
- [36] LAUNDER B E, SPALDING D B. The numerical computation of turbulent flows[J]. [Compute Methods Applied Mesh Engineering](#), 1974, 3: 269-289.

Effect of plate structure of mixed-plate heat exchanger on contact distribution and flow heat transfer performance

YANG Yanxia, MA Qingchan, WANG Wei

(Department of Thermal Energy, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China)

Abstract: Plate heat exchangers have been widely used as heat transfer equipment in solar heat utilization and waste heat recovery systems. There are also high heat exchange efficiency, compact structure, strong adaptability, low operating cost, easy disassembly and repair, as well as long service life. Among them, the mixed-plate heat exchanger can be adapted to fully meet the requirements of heat load and pressure drop under different conditions, particularly in many fields, such as heating ventilation air conditioning (HVAC), solar heat utilization, food processing and agricultural drying. The heat transfer performance of mixed-plate heat exchangers can also dominate the efficiency and stability of the system. However, there is a complicated flow path between the plates of the mixed-plate heat exchanger. It is necessary to investigate the flow and heat transfer mechanism in the flow channel, in order to improve the heat transfer efficiency. In this study, the three-dimensional models of M-type (30°-60°) and H-type (50°- 60°) mixed-plate heat exchangers were established using RNG $k-\varepsilon$ turbulence model. A numerical simulation was performed on the flow and heat transfer process in the flow channel. Meanwhile, the velocity and temperature fields were first plotted to evaluate the pressure drop ΔP and the average Nusselt number \overline{Nu} . Subsequently, a systematic investigation was carried out to explore the effect of plate structure on contact distribution between plates, and the effect of Reynolds number Re and plate pattern combination on flow and heat transfer. The results showed that the contacts between plates were distributed in "square" and "diamond" in M- and H-type mixed-plate heat exchangers, respectively. The fluid flow cross-over in the transverse channel, and there was the wake vortex area with the lower velocity at the tail of contacts. There was a stronger fluid disturbance in the H-type heat exchanger, a less wake vortex area, and a more uniform temperature distribution, compared with the M-type one. The pressure dropped ΔP , whereas, the average Nusselt number \overline{Nu} both increased, with the increase in Re . At the same time, \overline{Nu} in the H-type heat exchanger increased outstandingly, while ΔP increased little when Re was low ($Re < 4000$). Once Re was high, the increment in ΔP was greater than that in \overline{Nu} . Furthermore, the increment in \overline{Nu} of H-type was only about 25% of that in ΔP at $Re = 6\ 000$, compared with M-type one. Therefore, the heat transfer performance was improved at the cost of a large pressure drop. The number of contacts between plates, and the fluid velocity increased outstandingly with the decrease of corrugation pitch s , while the temperature distribution was more uniform. Additionally, the pressure dropped ΔP , as the \overline{Nu} increased. The heat transfer performance was improved significantly when the corrugation pitch was too small. However, there was a large pressure drop, especially for the H-type plate heat exchanger. Consequently, it was appropriate to set $s = 12 \sim 16 \text{ mm}$. The fluid velocity increased with the increase of corrugation height h , indicating a more uniform temperature field. The increase in h greatly contributed to the longitudinal distance between contacts increasing and the fluid channel between plates expanding, thus enhancing the fluid mixing for the high heat transfer between plates. In addition, the pressure drop decreased, while the heat transfer coefficient \overline{Nu} increased. The increment of \overline{Nu} decreased in the high Re , but ΔP decreased outstandingly. Therefore, the increasing corrugation height can be expected to achieve higher heat transfer performance at a smaller pressure drop, particularly for the H-type plate heat exchanger. These findings can provide theoretical guidance for the design and optimization of mixed-plate heat exchangers.

Keywords: fluid flow; heat transfer; contact distribution; mixed-plate heat exchanger; numerical simulation