基于焓耗散理论的新翼型换热器优化方法研究

韩增孝^{1,2,3}, 郭江峰^{1,2,3*}, 淮秀兰^{1,2,3}

1. 中国科学院工程热物理研究所, 北京 100190;

2. 中国科学院大学工程科学学院, 北京 100049;

3. 中科南京未来能源系统研究院, 南京 211135

* E-mail: gjfl200@126.com

收稿日期: 2021-03-31; 接受日期: 2021-05-31; 网络版发表日期: 2021-08-31

国家重点研发计划(编号: 2017YFB0601803)和国家能源集团重大先导项目(编号: GJNY2030XDXM-19-10)资助

摘要 基于焓的分布匹配以协同强化的思路对新翼型换热器进行结构优化, 提出两种不均匀的翅片分布结构, 在给定热流边界条件下以超临界 CO_2 为工质, 对多种翼形肋分布结构进行传热流动性能的数值研究. 结果表明, 针对超临界流体物性剧烈变化导致的换热参数分布极不均匀的特点, 在总换热面积不变的条件下通过相应改变新翼型肋片分布方式, 改善了流体焓与壁面热流焓的分布匹配性, 进而改善了流道内局部焓耗散率的分布均匀性, 使流道内总焓耗散率减小, 换热性能提高. 比拟两流体耦合换热过程中变热流边界条件下的数值研究表明, 在换热器两流体耦合换热中依据换热参数分布特性相应改变新翼型肋的分布方式, 在总换热面积不变的条件下同样改善冷热流体焓的分布匹配性, 进而使局部焓耗散率沿换热区域分布更为均匀, 减小总的焓耗散率. 焓的分布匹配原则为换热器结构优化和改进提供了新的思路和方法, 具有重要的理论和工程意义.

关键词 焓耗散, 分布匹配, 印刷电路板换热器(PCHE), 超临界流体, 传热强化

1 引言

能源利用过程中必然伴随热量的传递, 换热器作为实现热量传递的关键设备已经广泛应用于电力、石油、化工等领域. 因此, 提高换热器性能、减小换热过程中的能量损耗有利于实现能源的高效利用. 针对换热器传热强化技术已开展了大量的研究, 如设置翅片^[1]、扰流件^[2], 增加换热面积, 减小边界层厚度等方式.

传热强化理论在过去几十年间取得了长足发展.

传热过程作为一种典型的不可逆过程, 对此有关学者基于热力学第二定律开展了传热强化理论方面的研究. 其中应用较为广泛的是Bejan^[3~5]提出的最小熵产原理. 最小熵产原理将换热器的传热和流阻综合考虑, 不同于以往仅考虑能量“量”的角度, 该原理实现对能量“质”的评价, 但熵产最小化原理在应用于换热器设计时出现了悖论^[6]. 针对只涉及传热而不涉及做功的过程, 过增元等人^[7,8]基于热电比拟提出了焓的概念用于描述物体传递热量的能力. 在此基础上, 焓耗散极值原理^[8]、温差均匀分布原则^[9]、焓耗散均匀分布原

引用格式: 韩增孝, 郭江峰, 淮秀兰. 基于焓耗散理论的新翼型换热器优化方法研究. 中国科学: 技术科学, 2021, 51: 1219–1230

Han Z X, Guo J F, Huai X L. Optimization method of a novel airfoil fin heat exchanger based on the entransy dissipation theory (in Chinese). Sci Sin Tech, 2021, 51: 1219–1230, doi: [10.1360/SST-2021-0136](https://doi.org/10.1360/SST-2021-0136)

则^[10]、熵耗散数^[11]等在换热器的优化设计中取得了良好的应用效果. 文献^[12]说明了熵产极值原理和熵耗散极值原理在不同换热器的参数优化中的适用性. 郭江峰等人^[13]以传热和阻力引起的总熵耗散数最小为目标对板翅式换热器进行优化设计. 郑年本等人^[14]基于熵耗散理论对圆管内插入螺旋片的强化传热机理进行分析. Cui等人^[15]基于熵耗散数对不同翼型翅片PCHE的换热性能进行对比并对强化传热机理进行分析. Huang和Pan^[16]基于熵理论对变截面微通道的强化传热机理进行分析, 并在此基础上进行优化设计以进一步提高换热性能.

印刷电路板式换热器(PCHE)是近些年发展起来的一种结构紧凑的高效换热器, 具有耐高温高压特性, 可用于超临界CO₂布雷顿发电系统的回热器和冷却器^[17]. 目前已开发的PCHE流道结构包括直流道^[18]、之字形流道^[19]、S型流道^[20]和翼型流道^[21]等多种形式.

本文基于熵的分布匹配优化原则、以作者团队最新开发的翼型PCHE^[15]为例开展换热结构优化, 探究物性剧烈变化的超临界流体换热器的优化方法, 从而寻求具有更加普适意义的换热器优化原理.

2 理论分析

2.1 熵耗散均匀分布原则

换热器中发生的换热过程是一种典型的不可逆过程, 必然伴随工质熵的耗散. 熵耗散表征了传热过程中的不可逆性, 在给定热流的条件下, 熵耗散越小表示传热过程中的不可逆损耗越小, 换热性能越好^[8]. 熵耗散均匀分布原则^[10]表明, 总换热量和换热面积不变条件下局部熵耗散率沿换热器分布越均匀, 总熵耗散率越小, 换热性能越好.

对本文的换热流道应用熵耗散均匀分布原则进行分析, 建立如图1所示的逆流换热流道, 假设热量仅沿y方向传递, 流体温度仅沿x方向变化, 在给定热负荷的情况下, 探究传热熵耗散最小的状态.

换热流道中局部熵耗散率的计算公式为

$$\dot{e} = -q \frac{dT}{dy}, \quad (1)$$

式中, q 为沿y方向的热流, 这里保持恒定, dT/dy 表示温度梯度.

图1 理想逆流换热流道示意图

Figure 1 The diagram of the ideal countercurrent heat transfer channel.

式(1)可进一步写成

$$\dot{e} = \frac{1}{\Delta y} R q^2, \quad (2)$$

式中, R 为热阻.

通过对局部熵耗散率在换热流道内积分得到总熵耗散率:

$$\dot{E}_{\text{diss}} = \Delta z \int_0^l R q^2 dx. \quad (3)$$

换热器内局部能量平衡方程:

$$\dot{m}_h c_{ph} dT_h = -q \Delta z dx, \quad (4)$$

$$q = -\frac{\dot{m}_h c_{ph} dT_h}{\Delta z dx}, \quad (5)$$

$$\dot{E}_{\text{diss}} = \int_0^l \frac{R}{\Delta z} \left(\dot{m}_h c_{ph} \frac{dT_h}{dx} \right)^2 dx. \quad (6)$$

由变分原理可知, 若在总换热量不变条件下, $\dot{E}_{\text{diss}}$ 为最小值时, 式(6)中的被积函数需要满足

$$\begin{aligned} & \frac{R}{\Delta z} \left(\dot{m}_h c_{ph} \frac{dT_h}{dx} \right)^2 - \frac{dT_h}{dx} \left[\frac{2R}{\Delta z} (\dot{m}_h c_{ph})^2 \frac{dT_h}{dx} \right] \\ &= -\frac{R}{\Delta z} \left(\dot{m}_h c_{ph} \frac{dT_h}{dx} \right)^2 = -\Delta y \Delta z \dot{e} = C_1. \end{aligned} \quad (7)$$

式(7)表明当总熵耗散率最小时, 局部熵耗散率沿换热流道均匀分布, 因此可以通过改善局部熵耗散率沿换热流道分布的均匀程度来优化传热过程.

对比不同流道内局部熵耗散率分布的均匀性程度时, 沿流动方向将流道划分为多个子换热单元, 将每个子换热单元内的熵耗散率与整个流道的平均熵耗散率进行对比, 定义熵耗散分布均匀性因子(φ_e)来表征流道内局部熵耗散率分布的均匀性程度, 均匀性因子越大表示局部熵耗散率沿流道分布越均匀^[22,23].

$$\varphi_e = 1 - \frac{1}{2n} \sum_{i=1}^n \frac{\sqrt{(e_i - \bar{e})^2}}{\bar{e}}, \quad (8)$$

式中, $\bar{e}$ 表示整个流道内的平均焓耗散率, e_i 表示每个子段内焓耗散率的平均值, n 表示子段数量.

2.2 焓的分布匹配性分析

文献[23]的研究结果表明, 换热器内冷热流体焓的分布匹配性越好, 换热器内局部焓耗散率分布越均匀, 换热器的总焓耗散率越小. 本文类比文献[23]中的方法, 探究热流体焓流与壁面焓流的分布匹配性对流道内局部焓耗散率分布均匀性的影响.

定义热流体的焓流[24]:

$$G_h = \frac{1}{2} m_h h T_h, \quad (9)$$

式中, h 为热流体的焓.

定义壁面焓流[8]:

$$G_q = qTA, \quad (10)$$

式中, A 为对应局部换热单元面积.

在流道中沿流动方向创建 N 个换热单元, 计算换热单元内热流体的焓流和对应壁面的焓流, 整个流道内热流体和壁面的焓流以矩阵形式写成

$$G_h = [G_{h,1} \cdots G_{h,i} \cdots G_{h,N}], \quad (11)$$

$$G_q = [G_{q,1} \cdots G_{q,i} \cdots G_{q,N}]. \quad (12)$$

为了评价热流体焓流和壁面焓流两向量分布的匹配性, 这里采用余弦相似度的概念, 其表达式如下:

$$\cos\beta = \frac{\langle G_h, G_q \rangle}{\sqrt{\langle G_h, G_h \rangle} \cdot \sqrt{\langle G_q, G_q \rangle}} \leq 1, \quad (13)$$

$$\beta = \arccos \left[\frac{\|G_h * G_q\|_{ml}}{\|G_h\|_F \cdot \|G_q\|_F} \right], \quad (14)$$

式中, 反三角函数分子中 $\|_{ml}$ 表示矩阵对应元素的乘积之和, 分母中 $\|_F$ 表示平方根号下矩阵元素的平方和. 匹配角越小, 余弦值越大, 意味着两向量分布的匹配性越好.

3 数值分析

3.1 物理模型

基于文献[25]对新翼型翅片 PCHE 的实验研究, 选择换热器中具有周期性的换热单元进行建模, 模型如图2所示, 冷热流道中翼型翅片交错均匀布置, 两侧流道翅片的布置方向相反. 模型的整体尺寸为长度 $L=606$ mm, 宽度 $W=8$ mm, 高度 $H=3.6$ mm; 翼型翅片的长度 $L_f=6$ mm, 宽度 $W_f=1.2$ mm, 厚度 $t_f=0.8$ mm; 翅片的水平间距 $L_h=12$ mm, 垂直间距 $L_v=4$ mm; 直流道段长度 $L_s=15$ mm, 冷热两侧流道间厚度 $t_w=1$ mm.

模型中流体域的工质为水和超临界压力下的 CO_2 (SCO_2), 固体域的材料为316L不锈钢. 流体域的入口条件为质量流量和温度, 出口条件为压力, 模型的上下表

图2 (网络版彩图)新翼型翅片流道模型

Figure 2 (Color online) The novel airfoil fin channel model.

面和左右表面设置为周期性边界条件, 流体域和固体域的交界面设置为无滑移边界条件, 其他表面设置为绝热表面。

为了研究翅片的不均匀分布方式对换热性能的影响, 本文选择三种翅片布置方式: 均匀分布、前密后疏分布、前疏后密分布。针对不同翅片布置方式建立简化后的单流道模型如图3所示。

三种流道模型的整体尺寸和流道内部的翅片数保持一致, 流道长度 $l=270$ mm, 宽度 $w=4$ mm, 高度为翅片厚度 0.8 mm, 流道前后直段长度 $l_s=15$ mm。均匀分布流道内翅片的水平间距 $l_{h1}=12$ mm, 不均匀分布流道内密集段内翅片的水平间距 $l_{h2}=20$ mm, $l_{h3}=4$ mm, 稀疏段内翅片的水平间距 $l_{h4}=15$ mm。

三种流道模型内工质均为 SCO_2 , 入口条件为质量流量和温度, 出口条件为压力, 左右表面设置为对称面, 前后直段的上下表面设置为绝热面, 中间换热段的上下表面和翅片表面设置成恒定热流边界条件, $q=-100$ kW/m^2 。

3.2 数值模型

采用稳态数值模拟研究, 利用有限体积法离散控制方程, 选择高阶差分求解格式, 计算域内时间控制设置为自动时间尺度, 控制方程的收敛残差设置为 10^{-6} 。湍流模型选择SST $k-\omega$ 模型, 该模型结合了 $k-\epsilon$ 模型和 $k-\omega$ 模型的优点^[26], 同时该模型要求无量纲壁面距离(y^+)小于1, 因此需保证数值模拟结果中的 y^+ 小于

1. 具体的控制方程如下所示。

连续性方程:

$$\frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0; \quad (15)$$

动量方程:

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_i} = -\frac{\partial P_i}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right]; \quad (16)$$

流体域内能量方程:

$$\frac{\partial(\rho u_j c_p T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \Phi; \quad (17)$$

固体域内能量方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda_s \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = 0, \quad (18)$$

式中, u 是速度, ρ 是密度, c_p 是定压比热容, λ 是导热系数, μ 是动力黏度, μ_t 是湍流黏度, Φ 是黏性引起的能量耗散项, 下标 s 表示固体。

3.3 网格独立性检验与模型验证

为了便于网格独立性检验, 选择努塞尔数(Nu)和范宁摩擦因子(f)作为评价指标。网格独立性检验结果如图4所示, 从图中可以看出, 整体网格数大于750万之后, Nu 和 f 因子的变化幅度小于0.2%, 综合考虑计算结果的准确性和计算时间, 本文选择755528个网格数

图3 不同翅片分布方式流道模型。(a) 均匀分布; (b) 前密后疏分布; (c) 前疏后密分布

Figure 3 The channel model with different fin distributions. (a) Uniform distribution; (b) dense in front and sparse in back; (c) sparse in front and dense in back.

对应的网格设置方法进行模型的网格划分。

利用文献[25]中对新翼型翅片PCHE的实验测试结果对本文的数值模拟结果进行验证。设置与实验相同的进出口边界条件, 通过对比实验结果和模拟结果的出入口温差和入口压力验证数值模拟的准确性, 验证结果如图5所示, 实验值与模拟值的最大误差为1.6%, 证明本文采用的数值模拟方法是可靠的。

4 结果与讨论

对三种流道进行对比研究时, 保证三种流道上下表面的热流值和出入口边界条件相同, SCO_2 流量在0.95~1.85 g/s之间, 入口温度设置为328.75 K, 出口压力设置为8.35 MPa, 壁面热流设置为 -100 kW/m^2 。

4.1 不同翅片分布方式焓流的分布匹配性分析

从焓的分布匹配性角度分析翅片不均匀分布方式对热流体焓流和壁面焓流的分布匹配性的影响。图6为 SCO_2 入口流量在0.95 g/s时不同翅片分布方式流道内热流体焓流和壁面焓流的沿程分布图, 结果表明翅片不均匀分布方式较为明显地减弱了焓的沿程波动, 其中翅片前密后疏分布对流道前半段焓的沿程波动抑制效果更明显, 在流道后半段焓出现较小的波动, 而翅片前疏后密分布的情况则相反。进一步对比不同翅片分布方式的 β 如图7所示, 翅片不均匀分布方式的 β 均小于翅片均匀分布方式, 说明翅片的不均匀分布方式改善了热流体焓流和壁面焓流的分布匹配性, 翅片前密

图4 (网络版彩图) 网格独立性验证图

Figure 4 (Color online) The diagram of grid independence test.

图5 (网络版彩图) 数值模型验证结果

Figure 5 (Color online) The numerical model verification results.

图6 (网络版彩图) 不同翅片分布方式焓流的沿程分布

Figure 6 (Color online) The distribution of enthalpy flow along different fin distribution structures.

后疏分布方式的 β 最小, 表明其流道内热流体焓流和壁面焓流的分布匹配性最好。

4.2 不同翅片分布方式焓耗散分布均匀性分析

基于焓耗散均匀分布原则, 分析翅片不均匀分布方式对流道内局部焓耗散率分布均匀程度的影响。计算三种翅片分布方式流道的焓耗散分布均匀性因子然后进行对比, 如图8所示。从图中可以看出, 翅片不均匀分布的 ϕ_e 大于翅片均匀分布, 其中翅片前密后疏分布的 ϕ_e 最大, 表明翅片的不均匀分布方式改善了流道内局部焓耗散率的分布均匀性程度, 翅片前密后疏分布流道内局部焓耗散率的分布均匀性最好。根据焓耗散

图 7 (网络版彩图)不同翅片分布方式的 β 对比
Figure 7 (Color online) The comparison of β of different fin distribution structures.

均匀分布原则可知, 改善流道内局部焓耗散率的分布均匀性, 可以减小流道内总焓耗散率, 实现传热强化. 结合焓的分布匹配性分析可知, 翅片不均匀分布方式通过提高热流体焓和壁面热流焓的分布匹配性, 从而改善了流道内局部焓耗散率的分布均匀性, 减小了传热过程中的不可逆损耗.

4.3 不同翅片分布方式的性能对比

图9为不同翅片分布方式流道内总焓耗散率的对比, 三种分布方式的总焓耗散率均随 Re 的增加而降低,

图 8 (网络版彩图)不同翅片分布方式的 ϕ_e 对比
Figure 8 (Color online) The comparison of ϕ_e of different fin distribution structures.

这与给定热流条件下的焓耗散极值原理是相符的. 翅片均匀分布的总焓耗散率最大, 翅片前疏后密分布次之, 翅片前密后疏分布最小, 表明翅片不均匀的分布方式能够提高流道内热流体焓和壁面热流焓的分布匹配性, 改善流道内局部焓耗散率的分布均匀性程度, 实现流道内总焓耗散率的减小, 通过减小传热过程中的不可逆损耗实现传热的强化.

为了探究翅片的不均匀分布方式对流道换热性能的具体影响, 基于热力学第一定律比较了不同翅片分布方式的 Nu , 如图10所示. 翅片不均匀分布方式的 Nu 大于翅片均匀分布方式, 表明基于焓耗散理论分析提出的两种翅片不均匀分布方式可以实现对新翼型PCHE换热性能的强化.

实际上, 翅片不均匀分布方式在强化换热的同时引起流动阻力的增加, 因此, 需要对翅片不均匀分布方式的综合性能进行评价. 综合性能评价指标(PEC)的计算公式^[27]为

$$PEC = \frac{(Nu_i / Nu_0)}{(f_i / f_0)^{1/3}}, \quad (19)$$

式中, 下标0代表翅片均匀分布的流道, 下标1代表翅片前密后疏分布的流道, 下标2表示翅片前疏后密分布的流道.

图11为不同翅片分布方式的PEC对比图, 从图中可以看出翅片不均匀的分布方式优于原来的均匀分布方式, 表明翅片的不均匀分布可以改善换热流道的综合性能, 使换热流道在相同泵功损耗下具有更好的热

图 9 (网络版彩图)不同翅片分布方式的 E_{diss} 对比
Figure 9 (Color online) The comparison of E_{diss} of different fin distribution structures.

图 10 (网络版彩图)不同翅片分布方式的 Nu 对比

Figure 10 (Color online) The comparison of Nu of different fin distribution structures.

交换性能。

图10中翅片前密后疏分布与前疏后密分布之间换热性能的差距随 Re 的增大而减小, 这与 SCO_2 的物性和翅片布置方式有关。如图12和13所示, SCO_2 在拟临界温度下定压比热容达到峰值, 表现出较好的换热性能。随着入口流量的增加, 流道内 SCO_2 温度达到拟临界温度的位置向流道后半段移动, 因此翅片前疏后密分布方式的换热性能得以提高, 使其与翅片前密后疏分布之间换热性能的差距变小。另外, SCO_2 的密度随温度降低而显著升高, 给定流量条件下, SCO_2 的流速随密度的升高而降低, 所以流道前端 SCO_2 的流速更大, 翅片前密

图 11 (网络版彩图)不同翅片分布方式的PEC对比

Figure 11 (Color online) The comparison of PEC of different fin distribution structures.

后疏分布方式引起的流阻更大。因此翅片前疏后密分布的综合性能在高 Re 下优于翅片前密后疏分布。

4.4 变热流边界条件下焓耗散分析

实际换热器内部进行冷热流体的耦合换热过程, 由于超临界流体的物性剧烈变化, 壁面处的热流沿流动方向将发生较大变化。比拟两流体耦合换热过程, 研究变热流条件下不同换热结构的焓耗散分布。

在保证总热负荷不变的情况下, 将壁面设置成如图14所示的变热流边界条件进行模拟研究。变热流边界条件的选择依据是新翼型PCHE在耦合换热过程中

图 12 (网络版彩图) 8.35 MPa下 SCO_2 的物性参数变化

Figure 12 (Color online) The thermo-physical properties of SCO_2 versus temperature at 8.35 MPa.

图 13 (网络版彩图)不同入口流量下SCO₂温度的沿程变化
Figure 13 (Color online) The variation of SCO₂ temperature along the channel under different inlet flow rates.

图 14 (网络版彩图)不同的热流边界条件
Figure 14 (Color online) The different heat flow boundary conditions.

热侧流道壁面热流的实际变化。

图15(a)为变热流边界1条件下不同翅片分布方式的 β 对比, 由图可知, 翅片不均匀分布流道内焓的分布匹配性优于翅片均匀分布, 所以翅片不均匀分布流道

内局部焓耗散率的分布更均匀(图15(b)). 因此在变热流边界1条件下, 翅片的不均匀分布可以提高流道内热流体焓和壁面热流焓的分布匹配性, 从而改善局部焓耗散率的分布均匀性, 减小流道内总焓耗散率, 提

图 15 (网络版彩图)变热流边界1条件下不同翅片分布的(a) β , (b) ϕ_e , (c) E_{diss} 和 (d) Nu 对比
Figure 15 (Color online) The comparison of (a) β , (b) ϕ_e , (c) E_{diss} and (d) Nu with different fin distribution structures under the condition of variable heat flux boundary 1.

高流道的换热性能, 如图15(c), (d)所示. 另外, 翅片前密后疏分布方式的换热性能优于翅片前疏后密分布, 而两者之间换热性能的差距随 Re 的增大而减小.

由图16可知, 在变热流边界2条件下翅片的不均匀分布通过提高流道内热流体焓和壁面热流焓的分布匹配性, 改善了局部焓耗散率的分布均匀性(图16), 降低了流道内总焓耗散率, 强化了流道的换热性能, 其中翅片前密后疏分布方式的换热性能最优.

由上述分析可知, 基于焓耗散理论提出的翅片不均匀分布方式在变热流边界条件下同样具有强化换热的效果, 其中翅片前密后疏分布方式的强化换热效果更明显.

另外, 探究了壁面热流沿程变化程度对流道内焓耗散的影响. 如图17和18所示, 对比翅片前密后疏分布流道在不同热流边界条件下的换热性能发现, 变热流边界1条件下流道内热流体焓和壁面热流焓的匹配性更好, 局部焓耗散率分布更均匀, 所以变热流边界1

条件下流道内的总焓耗散率更小, 换热性能更优. 因此, 壁面热流沿流动方向的分布情况影响流道内热流体焓和壁面热流焓的分布匹配性, 壁面热流沿流动方向变化越剧烈, 流道内热流体焓和壁面热流焓的分布匹配性越差, 局部焓耗散率分布越不均匀, 流道内总焓耗散率越大, 换热性能越差.

5 结论

本文基于焓耗散理论对新翼型换热器进行优化设计, 提出两种翅片不均匀的分布结构, 利用数值模拟对比三种翅片分布方式的换热性能.

在给定热流条件下, 对比了三种翅片分布方式流道内热流体焓与壁面热流焓的分布匹配性、局部焓耗散率的分布均匀性和总焓耗散率. 结果表明, 翅片不均匀的分布方式提高了流道内热流体焓与壁面热流焓的分布匹配性, 从而改善了局部焓耗散率的分布均匀性,

图 16 (网络版彩图)变热流边界2条件下不同翅片分布的(a) β , (b) ϕ_e , (c) E_{diss} 和 (d) Nu 对比

Figure 16 (Color online) The comparison of (a) β , (b) ϕ_e , (c) E_{diss} and (d) Nu with different fin distribution structures under the condition of variable heat flux boundary 2.

图 17 (网络版彩图)不同热流边界条件下 φ_e 和 β 的对比
Figure 17 (Color online) The comparison of φ_e and β under different heat flux boundary conditions.

减小了流道内的总焓耗散率。其中,翅片前密后疏分布具有最优的换热性能,而随着 Re 的增大,翅片前疏后密与前密后疏分布之间换热性能的差距变小。通过对比三种翅片分布方式的PEC发现,翅片不均匀分布方式的综合流动换热性能优于翅片均匀分布方式。

变热流边界条件下对不同翅片分布方式换热性能

图 18 (网络版彩图)不同热流边界条件下 E_{diss} 和 Nu 的对比
Figure 18 (Color online) The comparison of E_{diss} and Nu under different heat flux boundary conditions.

的对比结果表明,翅片不均匀分布方式应用于换热器实际耦合换热中仍可改善流道内流体焓与壁面热流焓的分布匹配性和局部焓耗散率的分布均匀性,实现传热强化。通过改善焓的分布匹配以实现强化换热,为以超临界流体为工质的换热器优化提供了新的思路和方法,具有重要的理论意义和工程价值。

参考文献

- Peng H, Liu L, Ling X, et al. Thermo-hydraulic performances of internally finned tube with a new type wave fin arrays. *Appl Thermal Eng*, 2016, 98: 1174–1188
- Chiu Y W, Jang J Y. 3D numerical and experimental analysis for thermal-hydraulic characteristics of air flow inside a circular tube with different tube inserts. *Appl Thermal Eng*, 2009, 29: 250–258
- Bejan A. The concept of irreversibility in heat exchanger design: Counterflow heat exchangers for gas-to-gas applications. *J Heat Transfer*, 1977, 99: 374–380
- Bejan A. Entropy Generation through Heat and Fluid Flow. New York: Wiley, 1982
- Bejan A. Entropy Generation Minimization. Boca Raton: CRC Press, 1996
- Bertola V, Cafaro E. A critical analysis of the minimum entropy production theorem and its application to heat and fluid flow. *Int J Heat Mass Transfer*, 2008, 51: 1907–1912
- Guo Z, Cheng X, Xia Z. Least dissipation principle of heat transport potential capacity and its application in heat conduction optimization. *ChinSciBull*, 2003, 48: 406–410
- Guo Z Y, Zhu H Y, Liang X G. Entropy—A physical quantity describing heat transfer ability. *Int J Heat Mass Transfer*, 2007, 50: 2545–2556
- Guo Z Y, Zhou S Q, Li Z X, et al. Theoretical analysis and experimental confirmation of the uniformity principle of temperature difference field in heat exchanger. *Int J Heat Mass Transfer*, 2002, 45: 2119–2127
- Guo J F, Xu M T, Cheng L. Principle of equipartition of entransy dissipation for heat exchanger design. *Sci China Tech Sci*, 2010, 53: 1309–1314
- Guo J F, Cheng L, Xu M T. Entropy dissipation number and its application to heat exchanger performance evaluation. *Chin Sci Bull*, 2009, 54: 2708–2713
- Liu X B, Meng J A, Guo Z Y. Entropy generation extremum and entransy dissipation extremum for heat exchanger optimization. *Chin Sci Bull*,

2009, 54: 943–947

- 13 Guo J F, Xu M T, Cheng L. Optimization design of plate-fin heat exchanger based on entransy dissipation number minimization (in Chinese). *J Eng Thermophys*, 2011, 5: 827–831 [郭江峰, 许明田, 程林. 基于熵耗散数最小的板翅式换热器优化设计. *工程热物理学报*, 2011, 5: 827–831]
- 14 Zheng N B, Liu Z C, Liu W. Numerical studies on heat transfer enhancement in a circular tube fitted with helical screw tape and entransy dissipation analysis (in Chinese). *J Eng Thermophys*, 2016, 37: 155–159 [郑年本, 刘志春, 刘伟. 圆管内插入螺旋片强化传热数值模拟及熵耗散分析. *工程热物理学报*, 2016, 37: 155–159]
- 15 Cui X, Guo J, Huai X, et al. Numerical study on novel airfoil fins for printed circuit heat exchanger using supercritical CO₂. *Int J Heat Mass Transfer*, 2018, 121: 354–366
- 16 Huang P, Pan M. Secondary heat transfer enhancement design of variable cross-section microchannels based on entransy analysis. *Renew Sustain Energy Rev*, 2021, 141: 110834
- 17 Huang C, Cai W, Wang Y, et al. Review on the characteristics of flow and heat transfer in printed circuit heat exchangers. *Appl Thermal Eng*, 2019, 153: 190–205
- 18 Seo J W, Kim Y H, Kim D, et al. Heat transfer and pressure drop characteristics in straight microchannel of printed circuit heat exchangers. *Entropy*, 2015, 17: 3438–3457
- 19 Lee S M, Kim K Y. A parametric study of the thermal-hydraulic performance of a zigzag printed circuit heat exchanger. *Heat Transfer Eng*, 2014, 35: 1192–1200
- 20 Ngo T L, Kato Y, Nikitin K, et al. New printed circuit heat exchanger with S-shaped fins for hot water supplier. *Exp Thermal Fluid Sci*, 2006, 30: 811–819
- 21 Chen F, Zhang L, Huai X, et al. Comprehensive performance comparison of airfoil fin PCHes with NACA 00XX series airfoil. *Nucl Eng Des*, 2017, 315: 42–50
- 22 Jeong S J, Kim W S. A study on the optimal monolith combination for improving flow uniformity and warm-up performance of an auto-catalyst. *Chem Eng Process-Process Intensification*, 2003, 42: 879–895
- 23 Guo J, Cui X, Huai X, et al. The coordination distribution analysis on the series schemes of heat exchanger system. *Int J Heat Mass Transfer*, 2019, 129: 37–46
- 24 Cheng X T, Wang W H, Liang X G. Entransy analysis of open thermodynamic systems. *Chin Sci Bull*, 2012, 57: 2934–2940
- 25 Cui X Y. Study on heat transfer characteristics of strongly variable-properties fluids and optimization method of high efficient heat exchanger (in Chinese). Dissertation of Doctoral Degree. Beijing: Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, 2020 [崔欣莹. 强变物性流体热输运特性及高效换热器优化方法研究. 博士学位论文. 北京: 中国科学院工程热物理研究所, 2020]
- 26 Menter F R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA J*, 1994, 32: 1598–1605
- 27 Chai L, Xia G D, Wang H S. Parametric study on thermal and hydraulic characteristics of laminar flow in microchannel heat sink with fan-shaped ribs on sidewalls—Part 3: Performance evaluation. *Int J Heat Mass Transfer*, 2016, 97: 1091–1101

Optimization method of a novel airfoil fin heat exchanger based on the entransy dissipation theory

HAN ZengXiao^{1,2,3}, GUO JiangFeng^{1,2,3} & HUAI XiuLan^{1,2,3}

¹ Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

² School of Engineering Science, University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China;

³ Nanjing Institute of Future Energy System, Nanjing 211135, China

The structure of the novel airfoil fin heat exchanger was optimized by the synergistic enhancement method based on the entransy matching performance, and two types of nonuniform fin distribution structures were proposed. The heat transfer and flow performance of various airfoil fin distribution structures were numerically studied by using supercritical CO₂ as the working medium under constant heat flux boundary conditions. The results showed that considering the extremely uneven distribution of heat transfer parameters arising from the drastic changes in the physical properties of supercritical fluid, the distribution of novel airfoil fins was changed under the condition that the total heat transfer area remained constant. The matching performance between the entransy of fluid and that of the wall heat flux was improved, and the distribution uniformity of the local entransy dissipation rate in the channel was improved. Hence, the total entransy dissipation rate in the channel was reduced, and the heat transfer performance was improved. The numerical studies under the boundary condition of variable heat flux in the two-fluid coupled heat transfer process showed that the distribution mode of the novel airfoil fins changed according to the distribution characteristics of heat transfer parameters in the two-fluid coupled heat exchanger. Under the condition that the total heat transfer area remained constant, the distribution matching of the entransy of hot and cold fluid also improved, so that the local entransy dissipation rate was more uniform in the heat transfer area, and the entransy dissipation rate was reduced. The entransy distribution-matching principle provides a new idea and method for the structural optimization and improvement of heat exchangers, which has important theoretical and engineering significance.

entransy dissipation, distribution matching, printed circuit heat exchanger (PCHE), supercritical fluid, heat transfer enhancement

doi: [10.1360/SST-2021-0136](https://doi.org/10.1360/SST-2021-0136)