

# 仿蜂窝状模块化毛细管换热器换热与流动特性实验研究

王钊远<sup>1</sup>, 谭思聪<sup>1</sup>, 姜玉雁<sup>1</sup>, 郭聪<sup>1</sup>, 赵建忠<sup>2</sup>

(1. 北京理工大学机械与车辆学院, 100081, 北京;

2. 青岛国能永泰智能装备有限公司, 266100, 山东青岛)

**摘要:** 针对毛细管换热器插管困难以及毛细管弯曲强度低等问题导致功率受限、难以批量化制造, 提出了一种应用仿蜂窝状结构设计的组装式毛细管换热器设计方案, 通过芯体模块的标准化发挥其固有的低成本、高紧凑度、高换热系数等优势。换热器样件采用外径为 3 mm、内径为 2 mm 的 316L 不锈钢毛细管, 换热面紧凑度达到  $1\ 073\ \text{m}^2/\text{m}^3$ , 壳体紧凑度达到  $234.6\ \text{m}^2/\text{m}^3$ , 高于同类型普通毛细管换热器。在搭建的水-水换热实验测试台上, 壳程雷诺数在 200~1 400 范围内时, 测量了换热器的换热与流阻特性。实验结果表明: 毛细管换热器的壳程换热系数是常规管壳式换热器的 5 倍, 模块之间的挡管对壳程换热性能具有重要作用, 可防止模块间隙流体旁通; 通过对内部结构的仿真与优化分析, 有效降低了壳程流阻, 壳程管束摩擦因子低于同类型普通毛细管换热器。

**关键词:** 毛细管换热器; 仿蜂窝状结构; 壳程换热特性; 壳程流阻

**中图分类号:** TK172 **文献标志码:** A

**DOI:** 10.7652/xjtuxb202505008 **文章编号:** 0253-987X(2025)05-0075-12

## Experimental Study on Heat Transfer and Flow Characteristics of Mini-Channel Shell and Tube Heat Exchangers with Honeycomb Modular Structure

WANG Zhaoyuan<sup>1</sup>, TAN Sicong<sup>1</sup>, JIANG Yuyan<sup>1</sup>, GUO Cong<sup>1</sup>, ZHAO Jianzhong<sup>2</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China;

2. Qingdao Guoneng Yongtai Intelligent Equipment Co., Ltd., Qingdao, Shandong 266100, China)

**Abstract:** As the power output of the mini-channel shell and tube heat exchanger is limited and the mass production is challenging because of difficulty in tube inserting and low tube bending strength, a honeycomb-inspired assembled heat exchanger design was proposed. By standardizing the core module, this design features low cost, high compactness, and superior heat transfer coefficients. The heat exchanger prototype used 316L stainless steel mini-channel tubes with an outer diameter of 3 mm and an inner diameter of 2 mm. The surface compactness of the exchanger was  $1\ 073\ \text{m}^2/\text{m}^3$ , and the shell-side compactness was  $234.6\ \text{m}^2/\text{m}^3$ , higher than those of conventional mini-channel shell and tube heat exchangers. A water-to-water heat exchange test bench was set up with a shell-side Reynolds number range of 200—1 400 to test the heat transfer and flow resistance characteristics.

收稿日期: 2024-11-22。 作者简介: 王钊远(2000—), 男, 硕士生; 姜玉雁(通信作者), 男, 教授, 博士生导师。

基金

项目: 国家自然科学基金资助项目(52276050)。

网络出版时间: 2025-01-06

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20250106.1340.004>

As revealed by the experiment, the shell-side heat transfer coefficient of the mini-channel shell and tube heat exchanger with honeycomb modular structure is five times that of conventional shell and tube heat exchangers. The blocking tubes between the modules play a crucial role in enhancing shell-side heat transfer performance by preventing fluid bypassing between the modules. Through simulation and optimization of the internal structure, the shell-side flow resistance was effectively reduced, and the friction factor of the shell-side tube bundle of the mini-channel shell and tube heat exchanger is lower than that of conventional mini-channel shell and tube heat exchangers.

**Keywords:** micro shell and tube heat exchanger; honeycomb structure; shell-side heat transfer coefficient; shell-side flow resistance

电力、热泵空调、航天航空以及新能源汽车等行业的发展对换热器的紧凑度和换热性能提出了更高的要求。目前紧凑式换热器主要有印刷电路板式换热器(PCHE)、板翅式换热器(PFHE)、毛细管换热器(MSTE)<sup>[1]</sup>等。其中,PCHE换热器在紧凑度和耐压能力方面具有优势<sup>[2-3]</sup>,但成本高、易堵塞与可维护性较差一直是制约其发展的关键因素。PFHE结构复杂<sup>[4-6]</sup>,耐压能力受限。MSTE与普通管壳式换热器结构类似,紧凑度与管外径呈反比关系。估算结果显示:3 mm内径下紧凑度极限可达 $1\,300\text{ m}^2/\text{m}^3$ ,1 mm内径下为 $4\,000\text{ m}^2/\text{m}^3$ ,因此通过将换热器中的换热管替换成毛细管,这使得毛细管换热器成为一种极有前景的低成本紧凑式换热器,其主要优势是毛细管制造成本低,耐压能力强。

毛细管人工插管易错位、水流冲击易断裂的特点导致目前国内生产的主流毛细管换热器大多数管束数小于500、长度小于0.5 m,换热功率一般只限定在100 kW以内。管束数和长度随换热器的功率和规格而变化,钎焊工艺需要一对一调整、良品率低,不能批量化生产,导致成本相对较高、设计周期长。相关研究文献较少,并难以拓展到大规模工业应用场景,国外研究进展表明,也受限于此类问题。土耳其的Ünverdi课题组研发了一种 $3\text{ mm}\times 0.5\text{ mm}$ (外径 $\times$ 壁厚,以下均采用这种表述)、总长度为240 mm的换热器<sup>[7-10]</sup>,以铜作为主要材料,换热面紧凑度达到了 $1\,100\text{ m}^2/\text{m}^3$ ,性能测试结果表明:虽然毛细管带来了较高的管内与管外换热系数,但也避免不了较大的壳程压力损失,并且总换热量在1.0~1.5 kW的范围内,换热量的限制以及结构的复杂度决定了该设计只能适用于实验室环境。Prończuk等<sup>[11]</sup>制造了一种基于7根 $1\text{ mm}\times 0.1\text{ mm}$ 黄铜材质毛细管的换热器,

实验结果表明:管内层流向过渡流转变的临界雷诺数为1 160,且管内摩擦因子、努塞尔数与常规通道提出的关联式吻合度较高。Thar Energy公司研发了含约1 000根微管管板的换热器<sup>[12]</sup>,基于1 mm管径的毛细管,材料全部采用625合金。以二氧化碳为工质在实验室条件下进行了实验测试,换热量可以达到100 kW,紧凑度可达 $1\,800\text{ m}^2/\text{m}^3$ 。大规模毛细管换热器的钎焊质量难以保证,制造困难,严重制约了毛细管换热器的发展。

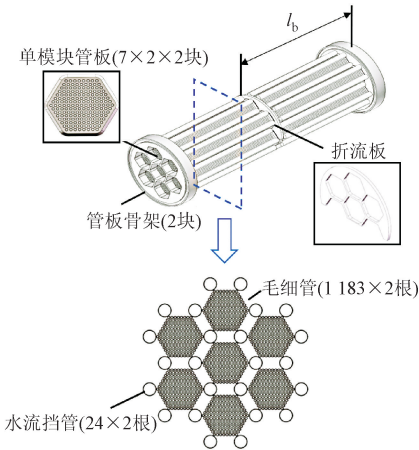
近年来,由于蜂窝状结构具有优异的紧凑性、较高的结构强度和良好的可扩展性,受到学者们的广泛关注。Liu等<sup>[13]</sup>提出了一种以六边形为通道的矩形蜂窝状换热器,理论分析了六边形边长、壁厚等参数对换热及流动的影响,表明了紧凑式换热器中采用蜂窝状结构可以有效提升换热效果、降低压降。Pei等<sup>[14]</sup>在PCHE中采用了0.8 mm的正六边形通道形成蜂窝状超紧凑式换热器(UPCHE),并模拟了以超临界 $\text{CO}_2$ 作为工质的换热效果,表明雷诺数在3 000~35 000内的综合性能优于一般的PCHE。Wang等<sup>[15-17]</sup>提出了一种以六边形通道多层拓展的仿蜂窝状气冷器,以跨临界 $\text{CO}_2$ 为工质进行模拟,表明该类换热器具有更高的经济性和换热性能,但相关研究主要采用六边形作为通道,实际制造难度较高,研究以模拟为主。

受上述蜂窝结构启发,本文以毛细管换热器的批量化、低成本制造为目标,基于六边形管板提出一种新型的拼接式仿蜂窝状毛细管换热器的结构,通过结构优化设计和制造工艺探索,研制出100 kW级样机。通过实验测量了换热器的实际性能,得到了壳程换热系数、壳程管束摩擦因子等参数,并拟合了无量纲关联式,对比了与常规管道关联式的区别。

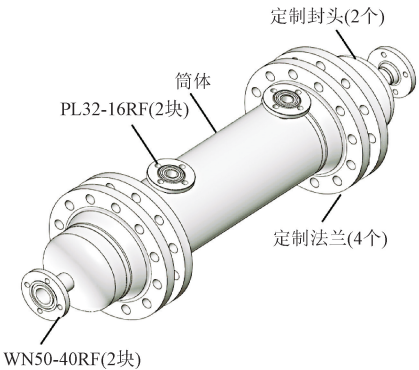
最后选取了几种典型换热器,对比了壳程换热性能、紧凑度与成本,为实现更大规模的毛细管换热器制造奠定基础。

1 换热器结构设计

换热器结构如图 1 所示,仿蜂窝状模块化设计的核心在于将换热管束分解成规格化的六角形芯体模块,以利于自动化插管和批量化焊接,然后将若干芯体拼接,制成任意换热量的换热器,这种结构可以进行壳体径向与轴向的多级拓展。为验证方案的可行性,实验样件径向采用 7 个单模块拼接、轴向采用 2 级拼接,共 14 个模块组成,如图 1(a)所示。换热器设计换热量为 100 kW,主要结构采用 Bell-Delaware 方法设计,该方法是针对管壳式换热器的一种迭代设计流程,在假定换热管外径、布置角度、壳体内径、有效长度等几何参数后对换热系数与压降进行初步计算,与设计的允许压降与所需换热面积对比并修改结构参数进行迭代。



(a) 换热器内部拼接结构



(b) 换热器整体结构

图 1 换热器结构图

Fig. 1 Schematic of the heat exchanger structure

针对蜂窝状模块化换热器,由于壳程流场的特

殊性,关联式的适用性需要进行讨论,但以该方法的理论框架作为设计依据并进行相应的模型修正,将其拓展到新型换热器设计中是必要的。毛细管规格为 3 mm×0.5 mm,长为 430 mm,以 316L 不锈钢为材质。单模块管板呈蜂窝六边形结构,厚为 12 mm,169 个管孔排布呈等边正三角形,管间距与管外径之比取 1.5。由于模块之间有缝隙,在换热器中设计了挡管,规格为 18 mm×2.5 mm、长 400 mm 的 304 不锈钢管,挡管对流体起阻碍作用,降低了流经模块间或模块与壳体间的缝隙发生流动短路而不换热部分的占比,同时挡管还兼具模块化支撑的功能,方便进行结构组装。整体结构图如图 1(b),采用 GB/T 151—2014 所述 a 型管板以提高骨架承压强度,样件主要结构参数见表 1。

表 1 仿蜂窝状毛细管换热器主要结构参数

Table 1 Main structural parameters of the mini-channel shell and tube heat exchanger with honeycomb modular structure

| 参数                 | 数值           |
|--------------------|--------------|
| 总管数 $n$            | 1 183(2 级拼接) |
| 壳体内径 $D_s$ /mm     | 246          |
| 壳体外径/mm            | 260          |
| 管外径 $d_o$ /mm      | 3            |
| 管内径 $d_i$ /mm      | 2            |
| 管间距 $p_t$ /mm      | 4.5          |
| 单模块管板边长/mm         | 40           |
| 管板与折流板间距 $l_b$ /mm | 400          |
| 总有效管长 $l_e$ /mm    | 860          |
| 折流板数 $N_b$         | 1            |
| 总长度/mm             | 1 560        |

芯体的实物图展示于图 2(a),管束与管板采用镍基钎焊一次焊接成型,毛细管突出管板 4 mm,待焊接完成后以线切割方式切至与板面平齐,如图 2(b) 所示。为保证钎焊质量,需要对每个芯体加工试压工装并进行图 2(c)所示打压,对 14 个芯体均进行了 10 MPa 的试压及保压测试。

确保零件加工符合规定标准后,对芯体及各零件进行装配,经过图 3(a)所示二次氩弧焊组装得到换热器实物图 3(b)。组装后为了保证二次焊接的质量,对样件管程及壳程进行了 4 MPa 的压力测试,4 MPa 为研究中实验件的设计压力。

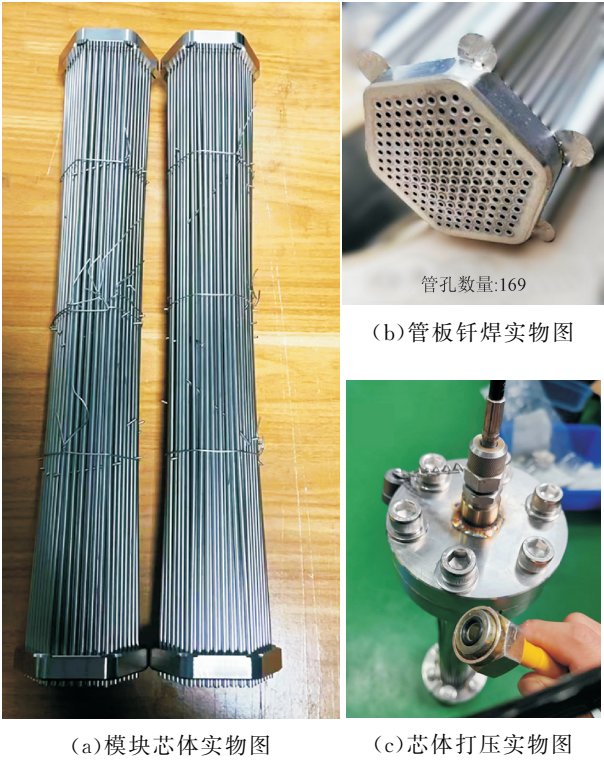
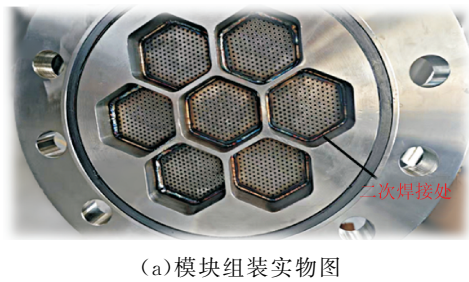


图 2 拼装芯体关键结构实物图

Fig. 2 Physical diagram of key structural components of the assembled core



(a) 模块组装实物图



(b) 换热器实物图

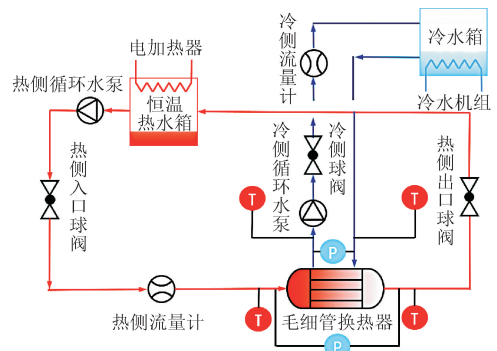
图 3 模块装配实物图

## 2 实验研究方案

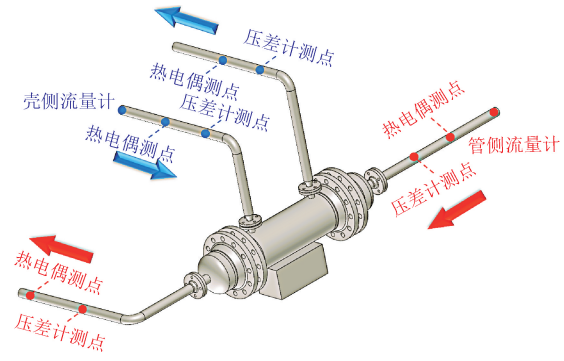
### 2.1 实验系统

图 4(a)为冷热水换热实验台示意图,图 4(b)为实际实验台测点布置图,其中流量计按要求在前后各设有稳流段。实验中对换热器进行了全面的保温,热

平衡误差在 2.5% 以内。热水经过样件的管程,冷水经过样件的壳程。使用循环水泵作为冷热水的驱动设备,设置球阀以控制两侧流量的变化。采用电磁式流量计进行两侧水流量计量,精度为  $\pm 0.5\%$ ;差压计采用单晶硅差压变送器,精度为  $\pm 0.075\%$ ;温度测量采用 T 型热电偶,精度为  $\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。实验的配置条件见表 2,以管壳两侧流量变化  $3.6\text{ m}^3/\text{h}$  为测量间隔,对壳侧 12 组、管侧 7 组共 84 个工况进行测量。实验中首先设定两侧循环水泵的频率,调节球阀使两侧流量达到目标值,开启数据采集仪记录热电偶与压差计的变化,稳定 10 min 后调节壳侧水泵与球阀开始下一个工况的测量,待壳侧指定工况测量完毕调节管侧流量开启下一个循环。实验中水流量的波动会带来压差计与热电偶的波动,尤其是在调节后的初始时段,因此取下一个工况调节前 120 s 的数据进行处理,并对各仪器在特定时间段内的读数取平均值以控制随机误差。图 4(b)所示壳侧压差计测点之间的高度差会造成系统误差,因此在实验开始之前需要对壳侧压差计进行调零。



(a) 仿蜂窝状毛细管换热器冷热水实验台示意图



(b) 实验台测点位置布置图

图 4 实验流程及测点布置

Fig. 4 Experimental procedure and measurement point layout

### 2.2 数据处理

换热器的换热量由冷热水温差与流量决定

$$\Delta Q_h = G_{w,h} c_{p,h} (t_{w,h,in} - t_{w,h,out}) \quad (1)$$

$$\Delta Q_c = G_{w,c} c_{p,c} (t_{w,c,out} - t_{w,c,in}) \tag{2}$$

式中:  $\Delta Q_h$ 、 $\Delta Q_c$  分别为热侧、冷侧计算得到的换热量;  $G_{w,h}$ 、 $G_{w,c}$  分别为热侧、冷侧水的质量流量;  $c_{p,h}$ 、 $c_{p,c}$  分别为热侧、冷侧水的比定压热容;  $t_{w,h,in}$ 、 $t_{w,c,in}$  分别为换热器热侧、冷侧水的入口温度;  $t_{w,h,out}$ 、 $t_{w,c,out}$  分别为换热器热侧、冷侧水的出口温度。

表 2 仿蜂窝状毛细管换热器冷热水实验测点配置

Table 2 Configuration of measurement points for hot and cold water experiments

| 对象    | 参数                                                           | 数值          |
|-------|--------------------------------------------------------------|-------------|
| 壳侧冷水  | 体积流量/( $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ )                    | 3.6~23.4    |
|       | 入口温度/ $^{\circ}\text{C}$                                     | $35 \pm 5$  |
|       | 雷诺数                                                          | 200~1 400   |
| 管侧热水  | 体积流量/( $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ )                    | 10.8~21.6   |
|       | 入口温度/ $^{\circ}\text{C}$                                     | $55 \pm 5$  |
|       | 雷诺数                                                          | 3 000~6 300 |
| 换热器性能 | 换热量/kW                                                       | 70~250      |
|       | 换热系数/( $\text{W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}$ )   | 800~2 700   |
|       | 换热面紧凑度 <sup>[18]</sup> /( $\text{m}^2 \cdot \text{m}^{-3}$ ) | 1 073       |

不考虑实验件与外界的散热误差, 换热器换热量  $\Delta Q$  取冷侧、热侧计算结果的均值, 表达式为

$$\Delta Q = (\Delta Q_h + \Delta Q_c)/2 \tag{3}$$

换热器性能数据处理主要有对数平均温差法和效能-传热单元数法两种计算方法<sup>[19]</sup>, 由于本文换热器内部流动为交叉流且折流板数较少, 选用效能  $\epsilon$ -传热单元数法校核计算, 换热器的总换热量为

$$\Delta Q = \epsilon \min(G_w c_p) (t_{w,h,in} - t_{w,c,in}) \tag{4}$$

以  $U$  代表传热单元数, 换热器的总换热系数  $k$  根据  $U$  计算

$$U = \frac{kA}{\min(G_w c_p)} \tag{5}$$

式中:  $A$  代表换热器传热面积。效能法中关键参数  $C$  按下式求得

$$C = \frac{\min(G_w c_p)}{\max(G_w c_p)} \tag{6}$$

管程摩擦因子为

$$f_t = 2\Delta p_t \frac{d_i}{l_e} \frac{1}{\rho_t v_t^2} \tag{7}$$

将实验得到的  $f_t$  与文献[7]总结的关联式进行对比, 图 5 显示实验结果与文献[7]实验关联式吻合度较高, 平均相对误差为 7.9%, 说明两者单相流动状态相同, 所以本文不对管程换热做详细研究, 管内换热的  $Nu_t$  采用  $\ddot{U}n\ddot{v}erdi$  关联式<sup>[7]</sup>进行估算

$$\begin{cases} Nu_t = 0.000\,93 Re_t^{1.183} Pr_t^{1/3}, & 1\,900 \leq Re_t \leq 5\,100 \\ Nu_t = 0.043 Re_t^{0.463} Pr_t^{1/3}, & 5\,100 < Re_t \leq 10\,000 \end{cases} \tag{8}$$

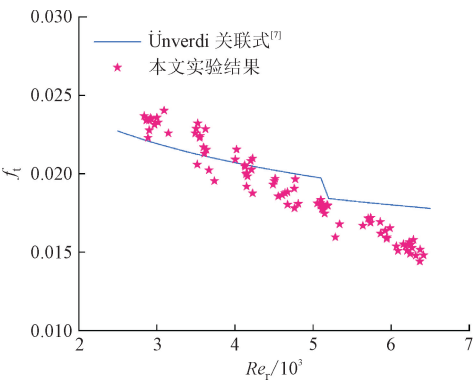


图 5 管程摩擦因子与文献[7]对比

Fig. 5 Comparison of the tube-side friction factor with the data from Ref. [7]

测得总传热系数  $k$  后, 根据式(8)估算管内换热系数  $h_i$ , 查得不锈钢导热系数  $\lambda_{wall}$ , 计算壳程换热系数  $h_o$ 。

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{h_i} \frac{d_o}{d_i} + \frac{d_o}{2\lambda_{wall}} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{1}{h_o} \tag{9}$$

实验中压差计两测点之间存在局部阻力损失与沿程阻力损失, 为了得到换热器实际的内部阻力, 需要将这两部分阻力减去。常见的局部阻力件包括弯管、水管进出口、变径管、法兰连接等, 局部阻力的详细计算公式可以参考文献[20]。考虑误差的传递, 进行不确定度分析, 所得结果见表 3。

表 3 冷热水实验换热与摩擦因子误差分析结果

Table 3 Uncertainty results of heat transfer and friction factor in hot and cold water experiments

| 变量         | 不确定度/% | 变量     | 不确定度/% |
|------------|--------|--------|--------|
| $\Delta Q$ | 5.08   | $Re_s$ | 0.82   |
| $\epsilon$ | 3.62   | $Re_t$ | 0.76   |
| $U$        | 7.24   | $k$    | 7.24   |
| $h_i$      | 0.65   | $h_o$  | 13.3   |
| $f_t$      | 1.00   | $f_s$  | 0.08   |

### 3 实验结果与分析

#### 3.1 壳程换热性能及其与关联式对比

仿蜂窝状毛细管换热器壳程流路较传统管壳式换热器区别较大, 基于 Bell-Delaware 模型进行相应的修正, 提出了仿蜂窝状毛细管换热器简化流路模型图 6, 其他的流路可参阅文献[21]。叉流流路(B)

是管束换热的主要来源,但阻力也相应较高,因此会有一部分流体旁流。对于仿蜂窝状换热器,由于挡管的设置,将旁流对换热性能的影响归结为挡管泄漏部分(G)。壳侧流动面积  $A_s$  根据管束紧密排列的形式确定

$$A_s = \frac{(p_t - d_o) D_s l_b}{p_t} \tag{10}$$

壳程管束等效直径  $d_e$  按下式<sup>[22]</sup> 确定

$$d_e = 4 \left( \frac{\sqrt{3} p_t^2}{4} - \frac{\pi d_o^2}{8} \right) / (\pi d_o / 2) \tag{11}$$

以  $A_s$  作为流动面积,按下式求出壳程质量流速

$$g_{m,s} = \frac{G_{w,c}}{A_s} \tag{12}$$

壳程雷诺数的定义如下

$$Re_s = \frac{g_{m,s} d_e}{\mu_s} \tag{13}$$

式中:  $\mu_s$  代表壳程流体的动力黏度。

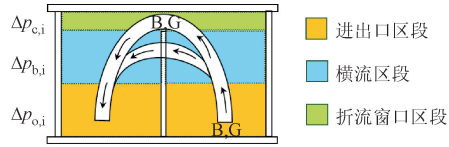
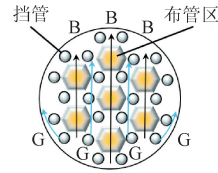


图 6 仿蜂窝状毛细管换热器流路模型  
Fig. 6 Flow path model of the heat exchanger

选取广泛认可的若干壳程横掠管束换热计算关联式列于表 4, 将实验所测  $Nu_s$  及关联式预测值随  $Re_s$  的变化绘于图 7。在  $R^2$  为 0.987 下对实验数据幂函数拟合得到样件的换热无量纲关联式

$$Nu_s = 0.037\,87 Re_s^{0.87} Pr_s^{1/3} \tag{14}$$

表 4 壳程努塞尔数计算关联式

Table 4 Correlations for calculating the shell-side Nusselt number

| 关联式                           | 表达式                                       | 适用范围                               |
|-------------------------------|-------------------------------------------|------------------------------------|
| Nitsche <sup>[23]</sup>       | $Nu_{gs} = 0.196 Re_s^{0.6} Pr_s^{0.33}$  | $10 < Re_s$                        |
| Kern <sup>[24]</sup>          | $Nu_{gs} = 0.472 Re_s^{0.523} Pr_s^{1/3}$ | $10 < Re_s < 1 \times 10^6$        |
| Küçük <sup>[8]</sup>          | $Nu_s = 0.794 Re_s^{0.453} Pr_s^{1/3}$    | $250 < Re_s \leq 2\,500$           |
| Zhukauskas <sup>[25]</sup>    | $Nu_s = 1.04 Re_s^{0.4} Pr_s^{0.36}$      | $1 < Re_s \leq 500$                |
|                               | $Nu_{gs} = 0.71 Re_s^{0.5} Pr_s^{0.36}$   | $500 < Re_s \leq 1\,000$           |
|                               | $Nu_{gs} = 0.35 Re_s^{0.6} Pr_s^{0.36}$   | $1\,000 < Re_s \leq 2 \times 10^5$ |
| Bell-Delaware <sup>[21]</sup> | $Nu_{gs} = 0.717 Re_s^{0.426} Pr_s^{1/3}$ | $100 \leq Re_s < 1\,000$           |
|                               | $Nu_{gs} = 0.236 Re_s^{0.654} Pr_s^{1/3}$ | $1\,000 \leq Re_s$                 |

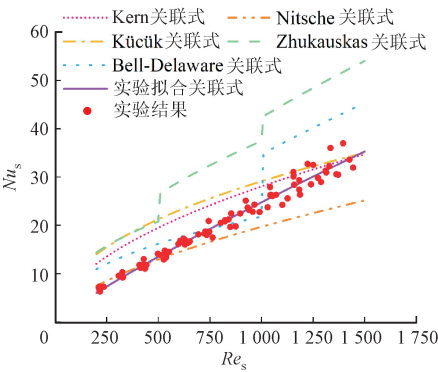


图 7 壳程换热无量纲数随雷诺数的变化以及关联式对比

Fig. 7 Reynolds number-dependent changes in shell-side Nusselt number and their comparison with correlations

横掠管束的关联式与实验综合性能关联式通过表 4 的下标区分。各关联式预测的管束换热性能有所不同,以 Nitsche 关联式预测的换热性能最低, Zhukauskas 预测的性能最高。Kern、Küçük、Bell-Delaware 关联式预测的值较为接近。Küçük 关联式将泄漏流比例取为 0.4,发现毛细管换热器  $Nu_s$  超过了 Kern 关联式,说明更小尺度的毛细管、更密的毛细管排列方式会使流场扰动更强,换热效果高于常规换热器,这与已有的研究结果一致<sup>[8,26]</sup>。

本换热器样件在低雷诺数下换热系数值较小,高雷诺数下换热系数上升斜率约是同类型传统毛细管换热器的 1.5 倍,将在  $Re_s > 1\,200$  时超过传统毛细管换热器<sup>[8]</sup>。可以认为,低雷诺数下挡管挡流效果有限,边界层分离点较为靠后甚至不发生边界层分离,阻力较小,而当雷诺数上升时挡管的边界层分

离点逐渐向前迁移,流体流经挡管后形成的回流区更大,产生的压差阻力更高、上升更快,从而使更多的流体向换热管束流动,增大了有效换热量。

由于 Kern 关联式连续无突变且对毛细管换热器换热性能预测拥有较高的准确性,将本文换热器与 Kern 关联式进行比较,将低于关联式的部分归结于低雷诺数下挡管作用不明显对换热系数的影响,高于关联式的部分归结于高雷诺数下挡管防止泄漏产生的相对增强效应,得到挡管换热影响因子

$$y_s = 0.08Re_s^{0.347}$$

(15)

该方法是针对此类新型换热器壳侧换热设计提供的一种思路,在制造更大规模的换热器后均可通过这种思路得到换热修正因子形成类似于传统管壳式换热器的数据曲线与数据库,从而实现大规模批量化制造模块化毛细管换热器。

3.2 壳程管排阻力特性与关联式对比

图 6 表示换热器的总阻力由进出口区段、横流区段、折流窗口区段 3 段组成,即

$$\Delta p_s = \Delta p_{o,i} + \Delta p_{b,i} + \Delta p_{c,i}$$

(16)

式中:  $\Delta p_{o,i}$  代表进出口区段的压降;  $\Delta p_{b,i}$  代表横流区段的压降;  $\Delta p_{c,i}$  代表折流窗口区段的压降。三者的表达式如下

$$\Delta p_{o,i} = 4f_{gs}N_{tcc}\frac{g_{m,s}^2}{\rho_s}\left(1+\frac{N_{tcw}}{N_{tcc}}\right)R_1$$

(17)

$$\Delta p_{b,i} = (N_b + 1)2f_{gs}N_{tcc}\frac{g_{m,s}^2}{\rho_s}R_2$$

(18)

$$\Delta p_{c,i} = N_b\frac{(2+0.6N_{tcw})g_{m,w}^2}{2\rho_s}, 100 \leq Re_s$$

(19)

式中:  $f_{gs}$  为管束摩擦因子;  $N_{tcc}$  为有效冲刷管排数;  $N_{tcw}$  为跨越折流板缺口区的有效管排数;  $R_1$ 、 $R_2$  分别为相应的泄漏流路修正因子,具体公式可参阅文献[21]。窗口区段压降表达式中的  $g_{m,w}$  与  $g_{m,s}$  的流动面积定义不同

$$g_{m,w} = \frac{G_{w,c}}{\sqrt{A_sA_c}}$$

(20)

式中:  $A_c$  即折流板缺口窗口面积。由于新型换热器壳程流场复杂,将进出口回流段的压降估计为一倍的管束横流压降,  $R_1$  为 1。将泄漏流对压降的影响归结到管束摩擦因子  $f_{gs}$  中,  $R_2$  为 1, 总压降为

$$\Delta p_s = 8N_{tcc}\frac{\mu_s^2}{\rho_s d_e^2}f_{gs}Re_s^2 + \frac{A_s}{A_c}\frac{\mu_s^2}{\rho_s d_e^2}Re_s^2$$

(21)

将二次项归结于折流板窗口区域流向剧烈变动产生的压降,另一项由于摩擦因子与雷诺数之间的相关性其次数小于 2, 总结为

$$\Delta p_s = \frac{A_s}{A_c}\frac{\mu_s^2}{\rho_s d_e^2}Re_s^2 + a_fRe_s^{b_f}$$

(22)

则管束摩擦因子  $f_{gs}$  的表达式为

$$f_{gs} = \frac{a_f\rho_s d_e^2}{8N_{tcc}\mu_s^2}Re_s^{b_f-2}$$

(23)

根据实验数据用最小二乘法拟合出最佳的系数  $a_f$ 、 $b_f$ , 得到管束摩擦因子

$$f_{gs} = 11.93Re_s^{-0.225}$$

(24)

选取几种典型的壳程管束摩擦因子  $f_{gs}$  计算关联式列于表 5。本实验得到的管束摩擦因子与文献[8]中数值处于同一数量级,而较各关联式所预测的值普遍高出 9~10 倍。

表 5 壳程管束摩擦因子计算关联式  
Table 5 Correlations for calculating the shell-side friction factor

| 关联式                            | 表达式                                                                        | 适用范围                         |
|--------------------------------|----------------------------------------------------------------------------|------------------------------|
| Clark-Davidson <sup>[27]</sup> | $f_{gs}^* = 3.12(p_t/d_o)^{-1/2}Re_s^{-0.2}$                               | $100 < Re_s < 1 \times 10^5$ |
| Donohue <sup>[28]</sup>        | $f_{gs}^* = 3Re_s^{-0.2} \Big/ \left( \frac{p_t - d_o}{d_o} \right)^{0.2}$ | $100 < Re_s < 1 \times 10^5$ |
| Kern <sup>[24]</sup>           | $f_{gs}^* = 0.0733 + 17.7272Re_s^{-1}$                                     | $100 < Re_s < 1 \times 10^4$ |
| Bell-Delaware <sup>[21]</sup>  | $f_{gs} = \frac{52}{Re_s} + 0.17$                                          | $1 \leq Re_s < 500$          |
|                                | $f_{gs} = 0.56Re_s^{-0.14}$                                                | $500 \leq Re_s$              |
| Küçük <sup>[8]</sup>           | $f_{gs}^* = 280Re_s^{-0.77}$                                               | $250 < Re_s \leq 2\,500$     |

注:  $f$  带上标 \* 代表需要处理为 Bell-Delaware 方法下的摩擦因子。

采用计算流体力学(CFD)仿真方法,对壳程内流动压降的沿程分布进行了分析,如图 8 所示,发现造成流阻过大的原因主要在于进出口及挡管的设置不合理,进出口管径仅有 32 mm,在此处设置挡管,使得所有流体必须通过此狭窄通道,从而造成了过大的动压损失。较小的进出口段管径会导致毗邻进出口段的管束内部流动速度远高于平均流速,提高了管束区起始段的流动阻力,而且较高的入口流速类似于射流,会给整个换热器内部的流场带来大量的漩涡与回流,增加了管束段的流动阻力,因此需要针对这一不合理设计做出改进。

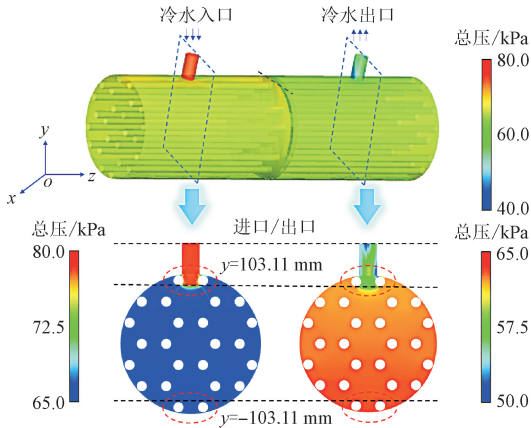


图 8  $Re_s = 822$  下壳程压力场云图

Fig. 8 Contour of the shell-side pressure field at  $Re_s = 822$

4 换热器结构优化与对比

4.1 流阻的分析及优化

流阻优化的原则在于减少局部流速过大或局部流速突变的区域。对于壳程流场结构来说,进出口管径直接影响了来流的速度,增大进出口管径会显著降低进出口流速。同时注意到图 8 存在若干根只起到模块化支撑作用的挡管,这些挡管使流体发生了局部速度突变,同时不具备防止泄漏的作用。因此一方面尽可能增加进出口管径到 200 mm,另一方面在结构模型中删除图 8 所标记的 8 根挡管,得到如图 9 所示优化后的压力场。定义图 8 中从  $y = 103.11\text{ mm}$  到  $y = -103.11\text{ mm}$  截面的压降为管束段压降并列于表 6。

优化后换热器的内部阻力大幅降低,由于壳体流动尺度与管束内部流动尺度数量级上的差异,采用毛细管的壳程流动形式易发生局部速度突变。在下一步更大规模换热器的结构设计中应当避免流体进入管束时具有较高的冲刷速度。压降的降低影响了  $f_{gs}$  的计算,从而又会影响仿真中多孔介质的参数。按仿

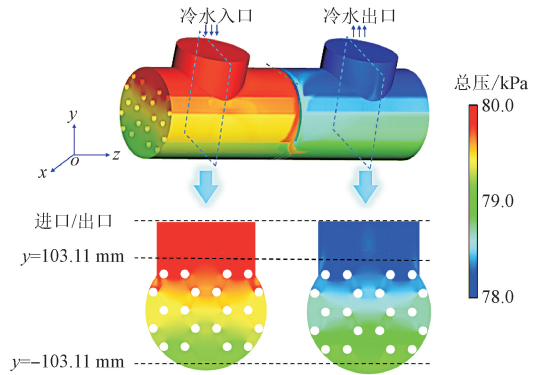


图 9  $Re_s = 822$  下壳程压力场云图(优化结构)

Fig. 9 Contour of the shell-side pressure field at  $Re_s = 822$  (optimized structure)

真结果对管束区取 41% 的修正因子,重新计算管束摩擦因子并修正多孔介质参数,反复迭代后直到前后两次仿真总压降迭代误差小于 10%,得到优化后结构对应的管束摩擦因子  $f'_{gs}$  的表达式如下

$$f'_{gs} = 0.53Re_s^{-0.34} \tag{25}$$

表 6 换热器入口与出口管束压降对比

Table 6 Comparison of pressure drop across the inlet and outlet tube bundle

| 位置   | 原结构压降/Pa | 优化结构压降/Pa |
|------|----------|-----------|
| 入口管束 | 3 067.67 | 72.30     |
| 出口管束 | 1 389.40 | 287.11    |

统一关联式表达标准后将式(24)、(25)以及各关联式对比,如图 10 所示,优化后实际管束摩擦因子关联式与广泛使用的工业关联式较为接近,可以采用工业关联式进行毛细管换热器的设计。

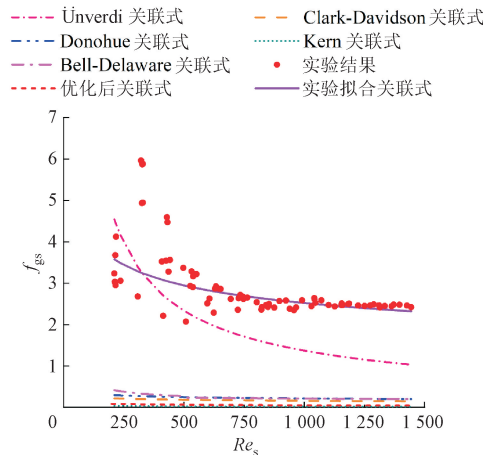


图 10 壳程管束摩擦因子随雷诺数的变化及关联式对比

Fig. 10 Reynolds number-dependent changes in shell-side friction factor and their comparison with correlations

4.2 针对换热性能的对比及紧凑度的优化思路

选取已有公开报告的几种典型换热器对比

其换热性能与紧凑度,主要参数见表 7。图 11 是样件换热系数与上述各种换热器之间的对比。采用毛细管替代粗管可以提升换热器的换热系数,同一雷诺数下可达常规管壳式换热器的 5 倍

以上。同时仿蜂窝状模块化毛细管换热器中挡管具有削弱旁流泄漏的良好作用,使得新型换热器的壳程换热系数随壳程雷诺数变化具有较高的斜率。

表 7 文献中报告的不同典型管壳式换热器

Table 7 Typical shell and tube heat exchangers reported in other literatures

| 不同<br>换热器              | 几何参数    |     |                 |                 |                 |                 |                 |       | 测试条件及结果      |         | 换热量/<br>kW | 研究类型                         |
|------------------------|---------|-----|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-------|--------------|---------|------------|------------------------------|
|                        | 排列形式    | $n$ | $D_s/\text{mm}$ | $d_o/\text{mm}$ | $d_i/\text{mm}$ | $p_t/\text{mm}$ | $l_e/\text{mm}$ | $N_b$ | 管程           | 壳程      |            |                              |
| Salem <sup>[29]</sup>  | 等边三角形叉排 | 7   | 101.6           | 12.7            | 11.5            | 34.0            | 1 000           | 0     | 50℃水         | 15~25℃水 | 约 10       | 纳米流体、异形管                     |
| Li <sup>[30]</sup>     | 等边三角形叉排 | 19  | 144.0           | 16.0            | 14.0            | 21.0            | 1 001           | 12    | 冷热水<br>30℃温差 |         |            | 异形折流板                        |
| Sajjad <sup>[31]</sup> | 叉排      | 48  | 71.0            | 6.0             | 5.0             |                 | 202             | 3     |              |         |            | 纳米流体                         |
| Cai <sup>[26]</sup>    | 等边三角形叉排 | 37  | 22.0            | 2.0             | 1.6             | 3.0             | 500             | 8     |              | 14~24℃水 | 1.0~1.5    | 超临界 CO <sub>2</sub><br>换热器性能 |
| Nefs <sup>[32]</sup>   | 叉排      | 116 | 21.0            | 1.0             | 0.5             | 3.0             | 681             | 0     |              |         | 约 10       | 壳程流体分配器                      |
| Küçük <sup>[8]</sup>   | 等边三角形叉排 | 13  | 30.0            | 3.0             | 2.0             | 4.5             | 240             | 4     | 20℃水         | 40℃水    |            | 毛细管换热器性能                     |

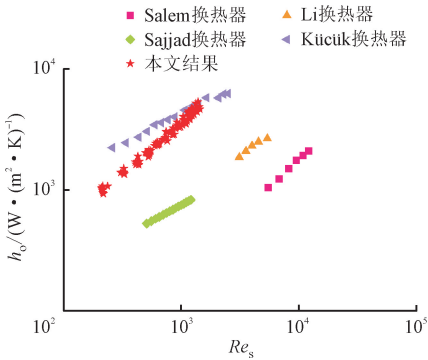


图 11 不同换热器壳程换热系数随雷诺数的变化  
Fig. 11 Reynolds number-dependent changes in shell-side convective heat transfer coefficient and their comparison with other heat exchangers

紧凑式换热器的定义主要基于局部换热面紧凑度  $\alpha$ , 对于等边三角形排列形式的管壳式换热器<sup>[18]</sup>定义如下

$$\alpha = \frac{4\pi d_o}{\sqrt{3} p_t^2} \tag{26}$$

工程上更多考虑换热器的总体积,基于此,引入换热器的壳体内径  $D_s$  定义管壳式换热器壳体紧凑度

$$\beta = \frac{4\pi n d_o}{D_s^2} \tag{27}$$

实际是考虑了换热面紧凑度在工程应用中损失后的参数。

对于本文所提出的模块化换热器,壳体紧凑度的损失主要来源于模块化拼接的需要,如图 12 所示。一是考虑二次焊接时毛细管的钎焊可靠性,增

大了模块管板的大小,管板管束面积利用率降低到 28%;二是基于承压的需求,圆柱状筒体与六边形密铺产生了矛盾,这部分面积总利用率为 65%。

基于以上缺陷,根据壳体紧凑度与换热面紧凑度的关系提出优化策略:提高换热面紧凑度,在考虑阻力增加的同时优化管间距以及管排布方式,将上述比值调整到 1.3 可以将换热面紧凑度提高到 1 430 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>;降低模块化拼接对空间利用产生的影响,如探索新拼接方式以取代二次焊接;探索新的筒体形式,如多边形以适应蜂窝状拼接的需求。

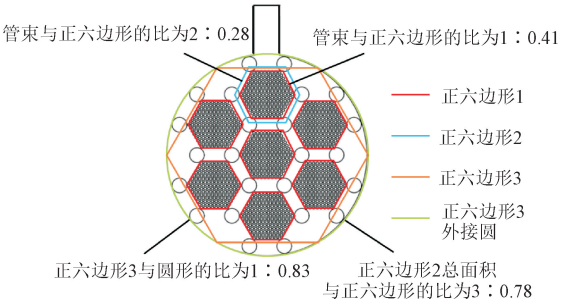


图 12 换热器的面积利用占比  
Fig. 12 Heat exchanger area utilization ratio diagram

图 13 是不同换热器的壳体紧凑度对比,更细的管径更加难以保证对换热面的利用,以本实验模块化换热器为例,由于内部大量空间被模块化拼接间隙以及挡管占据,总共利用了不到 25% 的换热面紧凑度,尽管如此仍比文献[8]中同类型传统毛细管换热器具有更高的壳体紧凑度。

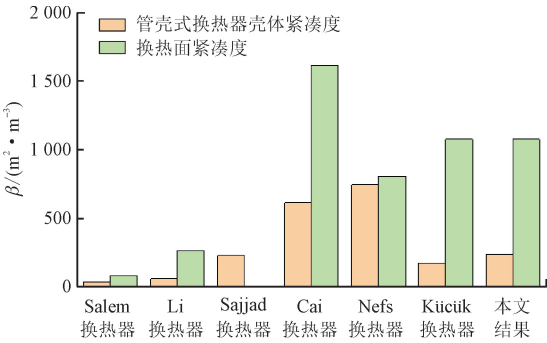


图 13 不同换热器紧凑度对比

Fig. 13 Comparison of the compactness of different heat exchangers

4.3 成本分析与经济性对比

图 14 为样件制造的主要资金成本占比,由于是新型结构,相关材料制造与加工工艺并不成熟,毛细管和管板的占比超过了 50%。二次氩弧焊和钎焊的占比约为 40%,由于真空钎焊的成品率不高,需要反复试验回炉,钎焊成本相对较高。人工费虽然只占 7.7%,但大规模下成本会急剧增加,且人工与钎焊的时间成本最高。

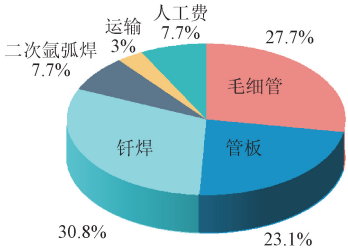


图 14 换热器资金制造成本占比

Fig. 14 Capital cost distribution of the heat exchanger

针对所述问题,控制成本有如下 3 个思路:①改善管板和毛细管的批量化加工工艺,成熟的毛细管制造可以缩减毛细管成本到之前的 25% 以下,而更薄的管板、更批量化的管板加工可以缩减 50% 的管板成本;②采用连续式钎焊炉替代真空钎焊炉,一方面适用于大规模钎焊作业,另一方面次品只需要重新回炉连续作业,可以缩减 70% 以上的钎焊成本;③采用自动化设备替代人工插管,在更大规模作业中减少人工带来的资金与时间成本。

图 15 采用文献[33]中提出的以换热面积 A 为参考的资金估计关联式如下

$$Z_{\text{STHE}} = 12\,000 \left( \frac{A}{100} \right)^{0.6} \tag{28}$$

对比同一换热量下几种换热器之间的资金成本  $Z_{\text{STHE}}$

可知,采用毛细管可以提高换热系数,降低所需换热面积,减小制造成本,在经济性上具有发展前景。

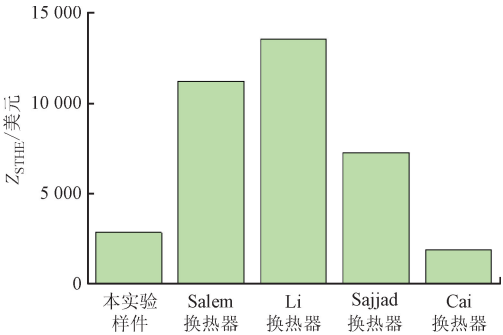


图 15 不同换热器成本对比

Fig. 15 Comparison of capital cost of different heat exchangers

5 结 论

本文报告了一种新型的适合低成本批量化制造的模块化毛细管换热器结构,将仿蜂窝状结构应用于毛细管换热器,从而实现毛细管换热器的多级拓展,实验研究了换热器的性能,并进行了关于流阻和换热特性的优化设计探讨,得到如下结论。

(1)  $Re_s$  在 200 ~ 1 400 范围内,实验得到了换热器  $Nu_s$ ,结果表明在  $Re_s \leq 1\,200$  时  $Nu_s$  低于传统毛细管换热器,在  $Re_s > 1\,200$  时趋于超过传统毛细管换热器,换热系数随  $Re_s$  增长较快,平均壳程换热系数是常规管壳式换热器的 5 倍,减小了所需换热面积,具有较好的经济前景。

(2) 实验测量了换热器流阻,通过仿真分析得到样件的实际管束摩擦因子,通过进出口及挡管的优化布置,大幅降低了流动阻力,结果表明毛细管换热器实际管束摩擦因子与工业关联式有较高的吻合度,而不合理的壳程流路设计以及壳程阻力件的配置将会对毛细管换热器管束摩擦因子产生重要影响。

(3) 3 mm×0.5 mm 毛细管换热器样件的换热面紧凑度高达 1 073 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>,壳体紧凑度为 234.6 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>,高于同类型毛细管换热器壳体紧凑度。样件壳体紧凑度的损失主要源于工艺细节,如焊接与装配所留下的裕量。未来的优化将进一步提升换热面紧凑度,并减少由工艺问题导致的紧凑度损失。

参考文献:

[1] KWON J S, SON S, HEO J Y, et al. Compact heat exchangers for supercritical CO<sub>2</sub> power cycle application [J]. Energy Conversion and Management, 2020,

- 209: 112666.
- [2] 孙玉伟,林杰,刘小华,等. 超临界 CO<sub>2</sub> 印刷电路板式换热器动态特性研究 [J]. 热科学与技术, 2024, 23(4): 379-387.
- SUN Yuwei, LIN Jie, LIU Xiaohua, et al. Study on dynamic characteristics of supercritical CO<sub>2</sub> printed circuit heat exchanger [J]. Journal of Thermal Science and Technology, 2024, 23(4): 379-387.
- [3] 高成,刘生晖,洪光伟,等. 折线流道纵向节距对工质流动传热的影响及新型关联式构建 [J]. 工程热物理学报, 2024, 45(10): 3160-3169.
- GAO Cheng, LIU Shenghui, HONG Guangwei, et al. Effect of longitudinal pitch on flow and heat transfer characteristics of working fluid in zigzag-type channels and development of new correlations [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2024, 45(10): 3160-3169.
- [4] 杨佳琪,曹元福,姜涛,等. 车载紧凑型换热器高效轻质的性能优化研究 [J]. 西安交通大学学报, 2024, 58(1): 138-145.
- YANG Jiaqi, CAO Yuanfu, JIANG Tao, et al. Study on optimization of high efficiency and light weight performance for vehicle-mounted compact heat exchanger [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2024, 58(1): 138-145.
- [5] 李科,文键,厉彦忠,等. 错流板翅式换热器分布参数模型构建和优化研究 [J]. 西安交通大学学报, 2022, 56(10): 81-90.
- LI Ke, WEN Jian, LI Yanzhong, et al. Research on construction of distributed parameter model and optimization of cross-flow plate fin heat exchanger [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2022, 56(10): 81-90.
- [6] 郝鸿伟,文键,赵欣,等. 超流氦系统负压低温板翅式换热器新型波纹-锯齿翅片的性能研究 [J]. 西安交通大学学报, 2021, 55(11): 1-7.
- HAO Hongwei, WEN Jian, ZHAO Xin, et al. Study on the performance of a new-type sine-offset fin for negative pressure low temperature plate-fin heat exchanger in superfluid helium system [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2021, 55(11): 1-7.
- [7] ÜNVERDI M, KÜCÜK H, YILMAZ M S. Experimental investigation of heat transfer and pressure drop in a mini-channel shell and tube heat exchanger [J]. Heat and Mass Transfer, 2019, 55(5): 1271-1286.
- [8] KÜCÜK H, ÜNVERDI M, SENAN YILMAZ M. Experimental investigation of shell side heat transfer and pressure drop in a mini-channel shell and tube heat exchanger [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 143: 118493.
- [9] ÜNVERDI M. Prediction of heat transfer coefficient and friction factor of mini channel shell and tube heat exchanger using numerical analysis and experimental validation [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2022, 171: 107182.
- [10] KÜCÜK H. The effect of minichannels on the overall heat transfer coefficient and pressure drop of a shell and tube heat exchanger: experimental performance comparison [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2023, 188: 108217.
- [11] PROŃCZUK M, KRZANOWSKA A. Experimental investigation of the heat transfer and pressure drop inside tubes and the shell of a minichannel shell and tube type heat exchanger [J]. Energies, 2021, 14(24): 8563.
- [12] CHORDIA L, PORTNOFF M A, GREEN E. High temperature heat exchanger design and fabrication for systems with large pressure differentials [EB/OL]. (2017-03-31)[2022-12-31]. <https://www.osti.gov/biblio/1349235/>.
- [13] LIU H, YU Q N, ZHANG Z C, et al. Two-equation method for heat transfer efficiency in metal honeycombs: an analytical solution [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016, 97: 201-210.
- [14] PEI Binbin, CHEN Zhentao, LI Fangbo, et al. Flow and heat transfer of supercritical CO<sub>2</sub> in the honeycomb ultra-compact plate heat exchanger [J]. The Journal of Supercritical Fluids, 2019, 148: 1-8.
- [15] LI Guichen, WANG Zhihua, WANG Fenghao, et al. Numerical investigation on the performance characteristics of a novel biomimetic honeycomb fractal gas cooler of transcritical CO<sub>2</sub> heat pump [J]. Journal of Building Engineering, 2022, 59: 105091.
- [16] ZHANG Yujia, WANG Zhihua, JIANG Xin, et al. Heat transfer and performance enhancement investigation of biomimetic honeycomb gas coolers in transcritical CO<sub>2</sub> heat pumps [J]. Applied Thermal Engineering, 2023, 230(Part A): 120645.
- [17] WANG Zhibin, LIANG Xingguang, CHEN Ying, et al. Flow and heat transfer instability of supercritical carbon dioxide in a vertical heated tube [J]. Journal of Thermal Science, 2023, 32(4): 1477-1486.
- [18] SHAH R K, SEKULIC D P. Fundamentals of heat exchanger design [M]. Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons, 2003: 637-641.
- [19] BERGMAN T L. Fundamentals of heat and mass

- transfer [M]. Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons, 2011: 662-670.
- [20] CRANE 工程部. 流体流经阀门、管件和管道的流体计算 TP410 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2013: 21-47.
- [21] THULUKKANAM K. Heat exchanger design handbook [M]. 2nd ed. Boca Raton, FL, USA: CRC Press, 2013: 287-310.
- [22] KAKAÇ S, LIU H. Heat exchangers: selection, rating, and thermal design [M]. 3rd ed. Boca Raton, FL, USA: CRC Press, 2012.
- [23] NITSCHKE M, GBADAMOSI R O. Heat exchanger design guide: a practical guide for planning, selecting and designing of shell and tube exchangers [M]. Boston, MA, USA: Butterworth-Heinemann, 2016.
- [24] KERN D Q. Process heat transfer, international student edition [M]. [S. l.]: New York, USA: McGraw-Hill, 1950.
- [25] 苏卡乌斯卡斯 A A. 换热器内的对流传热 [M]. 马昌文, 译. 北京: 科学出版社, 1986: 306-339.
- [26] CAI Haofei, JIANG Yuyan, WANG Tao, et al. Experimental investigation on convective heat transfer and pressure drop of supercritical CO<sub>2</sub> and water in micro-tube heat exchangers [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 163: 120443.
- [27] CLARKE L. Manual for process engineering calculations [M]. New York, USA: McGraw-Hill, 1947: 226-273.
- [28] DONOHUE D A. Heat transfer and pressure drop in heat exchangers [J]. Industrial & Engineering Chemistry, 1949, 41(11): 2499-2511.
- [29] SALEM M R. Experimental investigation on the hydrothermal attributes of MWCNT/water nanofluid in the shell-side of shell and semi-circular tubes heat exchanger [J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 176: 115438.
- [30] LI Nianqi, CHEN Jian, CHENG Tao, et al. Analysing thermal-hydraulic performance and energy efficiency of shell-and-tube heat exchangers with longitudinal flow based on experiment and numerical simulation [J]. Energy, 2020, 202: 117757.
- [31] SAJJAD M, ALI H, KAMRAN M S. Thermal-hydraulic analysis of water based ZrO<sub>2</sub> nanofluids in segmental baffled shell and tube heat exchangers [J]. Thermal Science, 2020, 24(2B): 1195-1205.
- [32] NEFS C W M, VAN DE BOR D M, INFANTE FERREIRA C A. Laminar single phase flow distribution in a multi-tube mini-channel heat exchanger using fractal distribution [J]. Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, 2014, 80: 29-37.
- [33] RAZMI A R, JANBAZ M. Exergoeconomic assessment with reliability consideration of a green cogeneration system based on compressed air energy storage (CAES) [J]. Energy Conversion and Management, 2020, 204: 112320.

(编辑 武红江)