

叉排板束换热器传热特性数值研究

安庭震, 王 军

(东南大学 能源与环境学院, 江苏 南京 210096)

摘要:为提高换热器的传热性能,设计了叉排板束换热器,利用 Fluent 软件中的 RNG $k-\varepsilon$ 模型数值研究了叉排板束的传热特性。分析了叉排板束排数对于整体 Nu 的影响以及板束的局部传热特性,比较了不同纵横比对整体 Nu 的影响,并给出不同 Re 下叉排板束的 Nu 经验公式。实验结果表明:叉排板束整体传热性能随板排数的增多而增强,当达到一定排数后传热性能趋于稳定,不同 Re 下趋于稳定的排数不同,当 $Re = 4.3 \times 10^5$ 时进入稳定阶段需 13 排,当 $Re = 4.3 \times 10^3$ 时进入稳定阶段仅需 7 排;叉排板束局部传热性能在各板排中先增大后减小,在第 2~4 排局部 Nu 达到峰值,板的局部传热性能在两个直角处以及撞击点位置大大增强;板束在纵横比为 5 时传热性能最佳,纵横比大于或小于 5 时,传热性能均会减弱;给出 Re 在 1~500, 500~1 000, 1 000~200 000 范围内板束整体 Nu 拟合公式,当 $Re > 30\ 000$ 时,与叉排圆管束相比,叉排板束传热性能提高 25%。

关键词:叉排板束;换热器;传热特性;努塞尔数;数值模拟

中图分类号:TK124

文献标识码:A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2023.04.011

[引用本文格式]安庭震,王 军.叉排板束换热器传热特性数值研究[J].热能动力工程,2023,38(4):82-88. AN Ting-zhen, WANG Jun. Numerical study on heat transfer characteristics of cross row plate bundle heat exchanger[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(4):82-88.

Numerical Study on Heat Transfer Characteristics of Cross Row Plate Bundle Heat Exchanger

AN Ting-zhen, WANG Jun

(College of Energy and Environment, Southeast University, Nanjing, China, Post Code:210096)

Abstract: In order to improve the heat transfer performance of the heat exchanger, a cross row plate bundle heat exchanger is designed. Using RNG $k-\varepsilon$ model in Fluent software, the heat transfer characteristics of cross row plate bundles are studied numerically. The influence of the number of plate rows on the overall Nu and the local heat transfer characteristics of plate bundles are analyzed. The effects of different aspect ratios on the overall Nu are compared, and the Nu empirical formulas of cross row plate bundles at different Re are given. The experimental results show that the overall heat transfer performance of the cross row plate bundle increases with the increase of the number of plate rows. When a certain number of rows are reached, the heat transfer performance tends to be stable, and the number of rows tending to be stable at different Re is different; when $Re = 4.3 \times 10^5$, rows are required to be 13 to enter the stable stage, and only 7 rows are required to enter the stable stage at $Re = 4.3 \times 10^3$; the local heat transfer performance of the cross row plate bundle first increases and then decreases in each plate row, and the local Nu reaches the peak approximately from row 2 to 4. The local heat transfer performance of the plate

收稿日期:2022-03-15; 修订日期:2022-04-20

基金项目:国家自然科学基金(5216060011)

Fund-supported Project: National Natural Science Foundation of China (5216060011)

作者简介:安庭震(1998-),男,东南大学硕士研究生.

通讯作者:王 军(1968-),男,东南大学博士生导师.

bundle is greatly enhanced at two right angles and the position of the impact point; When the aspect ratio is 5, the heat transfer performance of plate bundle is the best, and when the aspect ratio is greater than or less than 5, the heat transfer performance will be weakened; the overall Nu fitting formula of plate bundle is given when Re is in the range of 1 to 500, 500 to 1 000, 1 000 to 200 000. When Re is greater than 30 000, the heat transfer performance of cross row plate bundle is improved by 25% compared with the cross row circular tube bundle.

Key words: cross row plate bundle, heat exchanger, heat transfer characteristics, Nu number, numerical simulation

引言

换热器作为将高温流体热量传给低温流体的设备,被广泛应用于化工、动力、石油等工业生产中。目前,换热器的种类包括管壳式、套管式、板式等,但在使用过程中存在流阻高、传热性能差、容易结垢等缺点,因此需要对换热器进行优化改进^[1]。

来振等人^[2]对锯齿形和波纹形板翅式换热器进行了研究,并讨论了两种不同类型翅片的换热器特点。段芮等人^[3]对流体横掠叉排椭圆翅片管换热器的阻力及传热性能进行了分析,得出管外阻力和传热的准则关系式。吴轩等人^[4]对水滴形管束换热器的换热与阻力特性进行分析发现,对比圆形管及椭圆形管,其具有更好的换热和流动特性。朱冬生等人^[5]对扭曲椭圆管单管进行传热与压降性能分析发现,相较于光滑圆管,其具有强化传热特性,同时摩擦系数相应增加。何兆红^[6]对矩形缩放管插入旋流片换热器的局部传热与流阻性能进行了研究,得到其传热综合性能优于光滑矩形管和矩形缩放管。卿德藩等人^[7]对螺旋扁管换热器进行了传热及阻力性能分析,分析表明,在较低 Re 下螺旋扁管强化传热效果较好。

本文对换热器结构进行改造,提出叉排板束换热器,并对板束换热器的传热性能进行了研究,给出叉排板束在不同 Re 下的 Nu 经验公式,并与常见的圆管束传热性能进行对比。

1 模型选择及评价指标

1.1 叉排板束换热器模型

叉排板束换热器数值模型如图1所示。其中 a 为两板横向间距, b 为两板纵向间距。模拟的计算

区域采用二维模型,由于通道内气体的速度、温度分布都具有对称性,因此只选取其中1个通道长度方向的二维空间作为计算区域。入口距第1排板束为1块板子长度,出口距最后1排板束也为1块板子长度。计算区域长度方向的上、下两面采用对称边界条件,壁面采用定壁面温度,壁面温度设为 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, 流体入口温度设为 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

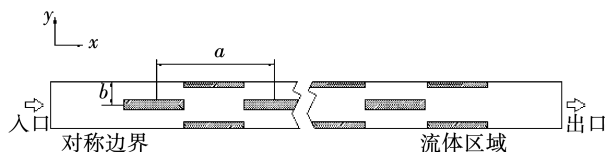


图1 叉排板束换热器数值模型

Fig. 1 Numerical model of cross row plate bundle heat exchanger

1.2 控制方程

模拟采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型结合标准壁面函数,控制方程如下:

质量守恒方程:

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

式中: ρ —流体密度, kg/m^3 ; u —流体在 x 方向的速度, m/s ; v —流体在 y 方向的速度, m/s 。

动量守恒方程:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial \tau} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = \rho F_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] \quad (2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial \tau} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = \rho F_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left(2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \quad (3)$$

式中: τ —时间, s ; p —流体压力, Pa ; F_x — x 方向的动

量源项, N ; F_y — y 方向的动量源项, N ; μ —动力粘度, $N \cdot s/m^2$ 。

能量守恒方程:

$$\rho \left(\frac{\partial T}{\partial \tau} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{\lambda}{c_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + S_T \tag{4}$$

式中: λ —流体的导热系数, $W/m \cdot K$; c_p —比定压热容, $J/(kg \cdot K)$; T —温度, K ; S_T —粘性耗散项, J 。

1.3 评价指标

采用无量纲数进行评价,使实验结果更具普适性。

雷诺数:

$$Re = \frac{u'D}{\nu} \tag{5}$$

整体努塞尔数:

$$Nu = \frac{hD}{\lambda} \tag{6}$$

$h = \frac{q_w}{T_w - T_{ave}}$ (7)

$D = \frac{2AB}{A + B}$ (8)

$T_{ave} = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}$ (9)

局部努塞尔数:

$$Nu_{local} = \frac{h_{local}D}{\lambda} \tag{10}$$

$h_{local} = \frac{q_w}{T_{local} - T_{ave}}$ (11)

式中: u' —流道中最大流速, m/s ; D —特征长度, m ; ν —运动粘度, m^2/s ; h —对流传热系数, $W/m^2 \cdot K$; q_w —壁面热流密度, W/m^2 ; T_w —板壁面温度, K ; T_{ave} —流体定性温度, K ; A —板子长度, m ; B —板子宽度, m ; T_{in} —入口平均温度, K ; T_{out} —出口平均温度, K ; h_{local} —局部对流传热系数, $W/m^2 \cdot K$; T_{local} —局部温度, K 。

2 模型检验

2.1 网格无关性验证

选用非结构化四边形网格对模型进行网格划分,并对壁面处进行了局部网格加密。为了保证模型准确性的同时节省计算时间,对此模型进行网格无关性验证。生成了 15 万、34 万、65 万以及 125

万 4 种不同精细化程度的网格进行模拟。在 $Re = 2.15 \times 10^4$ 、叉排板排数为 20、横纵比为 5 的工况下,对板束平均 Nu 以及出口温度进行网格无关性评估,模拟结果如表 1 所示。由表 1 可知,4 种网格对应的板束平均 Nu 以及出口温度相差均不超过 5%,可认为本模型准确可靠。从计算精度和时间成本两方面考虑,选择 65 万网格进行后续计算。

表 1 不同网格数下板束平均 Nu 及出口温度对比
Tab.1 Comparison of average Nu and outlet temperature of plate bundle under different grid numbers

网格数/万	Nu	出口温度/ $^{\circ}C$
15	154.26	35.32
34	159.06	35.59
65	160.58	35.64
125	160.91	35.65

2.2 模型验证

为了验证模型准确性,与文献[8]中流体外掠平板经验公式进行对比。本文模拟湍流模型采用 RNG $k-\varepsilon$ 双方程模型,速度和压力耦合采用 coupled 算法,压力离散为 PRESTO!,动量、湍动能、湍动能耗散率、动量的离散均采用二阶迎风格式,整个区域除能量的残差控制在 10^{-9} 以下,其余物理量的残差均控制在 10^{-6} 以下。

模拟计算与经验公式计算结果如图 2。由图 2 可知,在相同 Re 下两种计算方法 Nu 的相对误差在 5% 以内,因此可以认为该模拟的准确性是可以接受的。

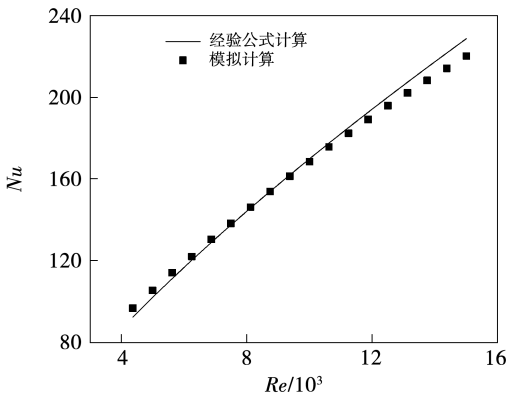


图 2 相同 Re 下 Nu 的模拟和经验公式计算结果
Fig.2 Simulation and empirical formula calculation results of Nu under same Re

3 结果与分析

3.1 板排数对传热性能的影响

图 3 为板束平均 Nu 随板排数增加的变化趋势。从图中可以看出,随着板排数的增加,板束的平均 Nu 逐渐增加,当达到一定排数时,板束的平均 Nu 与板排数无关,流体的流动与传热进入充分发展阶段。这是由于在板排数较少时,增加板排会增强整体流动扰动,因此叉排板束传热性能增强。在板排数较多时,增加板排依然会增强整体流体扰动,但由于末端的板排和流体的温差减小,流固间传热性能变差。因此,继续增加板排数对于增强叉排板束整体传热性能影响不大。不同 Re 条件下进入稳定的排数不同。当 $Re = 4.3 \times 10^5$ 时,进入稳定阶段(以 Nu 相对误差在 1% 计算)需要 13 排;当 $Re = 2.15 \times 10^5$ 时,进入稳定阶段为 12 排;当 $Re = 4.3 \times 10^4$ 时,进入稳定阶段为 9 排;而当 $Re = 4.3 \times 10^3$ 时板束进入稳定阶段仅需 7 排。其原因是 Re 较低时,流体处在层流状态,流动较为平稳,进入充分发展阶段较快。当 Re 较高时,流体处于湍流状态,流动较为激烈,因此进入充分发展阶段较慢。后续的实验以整体进入充分发展阶段时为准,选择板排数为 20 排进行模拟。

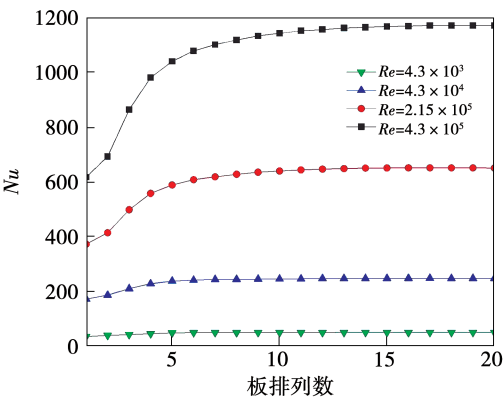


图 3 板排数对板束平均 Nu 的影响

Fig. 3 Effect of plate row number on average Nu of plate bundle

3.2 板排位置对传热性能的影响

图 4 为不同板排位置处局部 Nu 分布。从图中可以看出,伴随板排位置的后移,局部 Nu 呈先增加后减小的趋势。而对于不同 Re ,局部 Nu 达到极值

的排数不同。对于 Re 较低的条件,在第 2 排位置处换热达到最强;对于 Re 较高的条件,在第 4 排位置处换热达到最强。第 1 排板的放热分布特点与单板情况相似,从第 1 排板的间隙流出的流体流束正面冲刷第 2 排板,使第 2 排迎流面放热加强。而对于 Re 较大的情况,流体流速较大,冲击能力更强,因此在第 4 排达到极值。由于流体的温度不断升高,后排的 Nu 逐渐减小,流体与壁面的换热量逐渐减小,因此局部 Nu 逐渐减小。

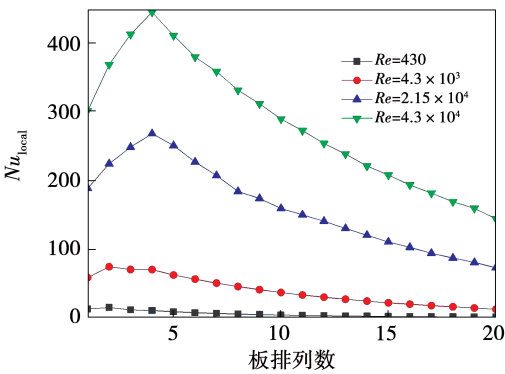


图 4 不同板排位置处局部 Nu 分布

Fig. 4 Local Nu distribution at different plate row positions

图 5 为 $Re = 2.15 \times 10^4$ 条件下,不同位置处的局部 Nu 分布,图中横坐标为板上表面周长展开的位置。从图中可以看出,由于第 2 排及以后各排数均受前一排的遮蔽,因此放热分布特性明显不同于第 1 排板。前排的流体扰动大且流固温差大,因此传热性能好。后排流体扰动小且流固温差小,导致传热性能相对较差。流体在经过板左侧时会发生绕流脱体现象,局部 Nu 达到最大,脱体后的流体正面撞击板上表面,使传热得到强化。随着流动边界层变厚,局部 Nu 逐渐减小,在经过板右侧直角时,传热再次得到强化。由于流体经过板左侧直角时为来流正面撞击,造成流体扰动更为强烈,因此强化效果比流体经过板右侧直角时强。

图 6 为不同 Re 下第 10 排处的局部 Nu 分布。从图中可以看出,不同 Re 下第 10 排处板的局部传热性能分布相似。随着 Re 增加,局部 Nu 也相应增加,板束传热性能增强。

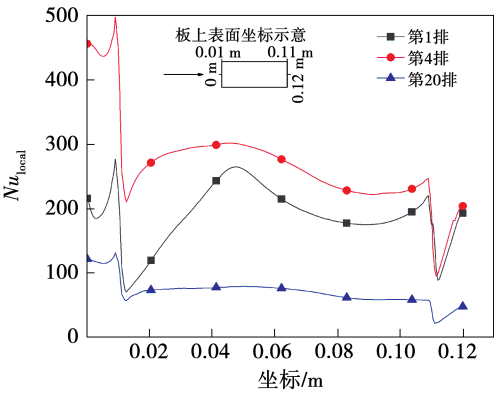


图 5 $Re = 2.15 \times 10^4$ 时不同排数处,板上半部分局部 Nu 分布

Fig. 5 Local Nu distribution in the upper half part of plate at different rows at $Re = 2.15 \times 10^4$

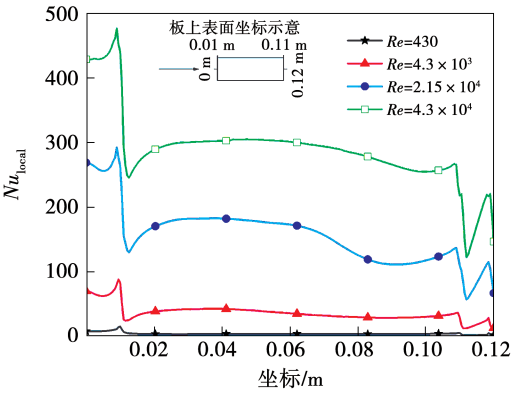


图 6 不同 Re 下第 10 排板位置处,板上半部分局部 Nu 分布

Fig. 6 Local Nu distribution in the upper half part of plate at the positions of the 10th row of plates under different Re

3.3 板束横纵比对传热性能的影响

定义两板横向间距 a 与两板纵向间距 b 的比值为板束横纵比。图 7 为不同横纵比下 Re 对板束传热性能的影响。从图中可以看出,板束传热性能随 Re 的增加而增强。在相同 Re 的条件下,横纵比为 5 时,板束传热性能最好,板束横纵比增加或减小,传热性能均下降。

图 8 为 $Re = 2.15 \times 10^4$ 时不同横纵比下的速度分布云图。从图中可以看出,在流道间距较小时,即横纵比为 7 的情况下,狭窄的流道导致撞击点后移,板上表面漩涡区增大,因此板束传热性能下降;横纵比为 3 时,中间流道间距过大,流体流动过程平稳,

未出现撞击上表面的情况,平板上侧传热性能随边界层厚度的增加而逐渐下降,整体传热性能下降;而在横纵比为 5 时,流体扰动适中,撞击点靠前,并且漩涡较少,因此传热性能较其他横纵比更好。

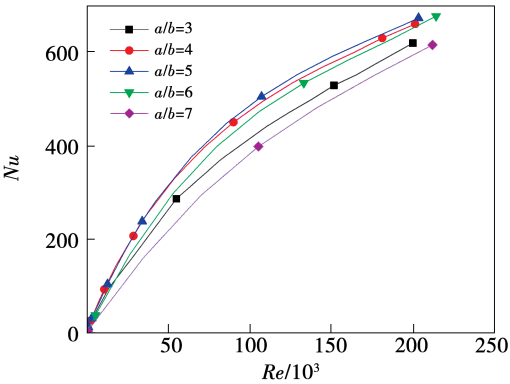


图 7 不同横纵比下 Re 对板束传热性能的影响

Fig. 7 Effect of Re on heat transfer performance of plate bundle under different aspect ratios

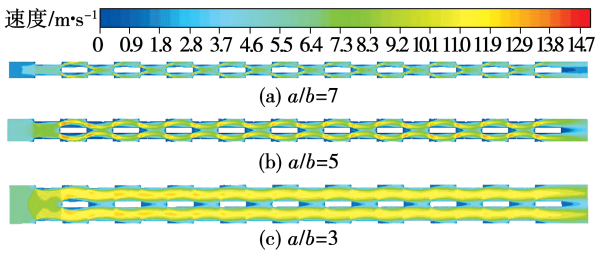


图 8 $Re = 2.15 \times 10^4$ 时不同横纵比下的速度分布云图

Fig. 8 Velocity distribution cloud chart under different aspect ratios at $Re = 2.15 \times 10^4$

因此,在选择叉排板束时要选择适当的横纵比才能得到最佳传热性能。以横纵比为 5 时的 Nu 为基准,利用统计手段得出横纵比为 3 ~ 7 时的 Nu 修正系数,如表 2 所示。

表 2 不同横纵比下 Nu 修正系数

Tab. 2 Nu correction coefficients under different aspect ratios

a/b	Nu 修正系数
3	0.949
4	0.986
5	1.000
6	0.976
7	0.889

3.4 拟合公式

统计了横纵比为 5 条件下,不同 Re 和 Pr 工况下叉排板束整体的 Nu ,并根据统计结果拟合出叉排板束换热公式。为了考虑板表面上的边界层内流体粘度及其他物性变量场对放热效果的影响,引入带有相应指数幂的无量纲准则比值 Pr_f/Pr_w 。根据文献[9]指出,引入参数 Pr_f/Pr_w 的 0.25 次幂,可以足够准确地考虑液体物性变化对放热效果的影响,而且对板束的加热和冷却都同样适用。

采用式(12)对计算结果进行拟合:

$$Nu_w = c Re_f^m Pr_f^n (Pr_f/Pr_w)^{0.25} \tag{12}$$

式中: Nu_w —壁面平均努塞尔数; Re_f —流体雷诺数; Pr_f —按进、出口流体平均温度确定的普朗特数; Pr_w —按壁面温度确定的普朗特数。

首先,根据相同 Re_f 下不同种类流体的实验数据确定 Pr_f 指数 n 。以空气、水、二氧化碳、氢气、甲烷、一氧化碳以及酒精 7 种物质在 $Re_f = 2\,000$ 时模拟 Nu_w 与 Pr_f 之间的关系,结果如表 3 所示。

表 3 不同物质在 $Re_f = 2\,000$ 时的 Nu_w 和 Pr_f

Tab. 3 Nu_w and Pr_f of different substances at $Re_f = 2\,000$

名称	Pr_f	Nu_w
空气	0.744 2	39.06
水	6.990 9	240.08
二氧化碳	0.805 8	41.76
氢气	0.721 0	38.07
甲烷	0.727 3	38.25
一氧化碳	0.727 2	38.39
酒精	16.285 7	417.65

对式(12)左右两边同时取对数得到式(13),通过线性拟合得到式(13)斜率为 0.781 35,从而确定 Pr_f 指数 n 为 0.531 35,拟合 $R^2 = 0.999$,拟合结果较好。

$$\lg Nu_w = \lg C' + (n + 0.25) \lg Pr_f \tag{13}$$

再以空气为实验对象,测得不同 Re_f 下的 Nu_w 值,对式(12)左右两边同时取对数,并将 $n = 0.531\,35$ 代入得到式(14),以 $\lg(Nu_w/Pr_f^{0.781\,35})$ 为纵坐标、 $\lg Re_f$ 为横坐标,对数据进行拟合确定 c 和 m 。拟合结果如图(9)所示。根据 Re_f 在 1 ~ 500, 500 ~ 1 000, 1 000 ~ 200 000 分为 3 段,拟合 R^2 均大于 0.99,整体拟合结果较好。3 段经验公式拟合结果为:

$$\lg (Nu_w/Pr_f^{0.781\,35}) = \lg (c Pr_w^{-0.25}) + m \lg Re_f \tag{14}$$

$$Nu_w = 0.16 Re_f^{0.98} Pr_f^{0.53} (Pr_f/Pr_w)^{0.25}, \tag{15}$$

$Re_f = 1 \sim 500$

$$Nu_w = 0.19 Re_f^{0.91} Pr_f^{0.53} (Pr_f/Pr_w)^{0.25}, \tag{16}$$

$Re_f = 500 \sim 1\,000$

$$Nu_w = 0.28 Re_f^{0.80} Pr_f^{0.53} (Pr_f/Pr_w)^{0.25}, \tag{17}$$

$Re_f = 1\,000 \sim 200\,000$

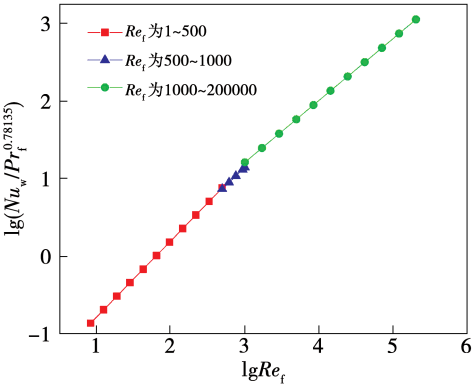


图 9 分段线性拟合结果

Fig. 9 Piecewise linear fitting results

3.5 叉排板束与叉排圆管束传热性能对比

图 10 为相同 Re 和 Pr 下叉排板束与叉排圆管束传热性能对比。从图中可以看出, $Re < 1.2 \times 10^4$ 时,板束和圆管束的传热性能相近; Re 在 $1.2 \times 10^4 \sim 3 \times 10^4$ 之间时,板束传热性能明显强于圆管束;当 $Re > 3 \times 10^4$ 时,板束传热性能稳定强于圆管束 25%。因此,在大部分条件下,板束的传热性能优于圆管束。

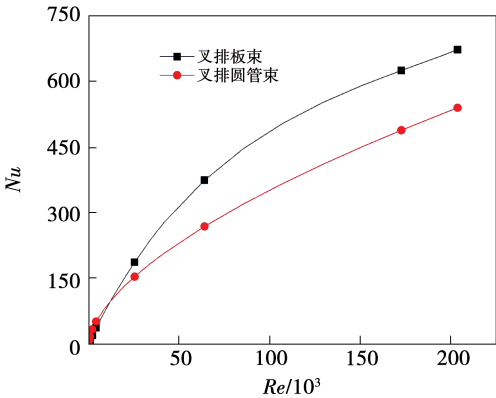


图 10 叉排板束与叉排圆管束传热性能对比

Fig. 10 Comparison of heat transfer performance between cross row plate bundle and cross row round tube bundle

4 结 论

(1) 叉排板束整体传热性能随着板排数的增加而增强,当达到一定排数后传热性能趋于稳定。不同 Re 下趋于稳定的排数不同, $Re = 4.3 \times 10^5$ 时需 13 排, $Re = 2.15 \times 10^5$ 时需 12 排, $Re = 4.3 \times 10^4$ 时需 9 排,而 $Re = 4.3 \times 10^3$ 时板束进入稳定阶段仅需 7 排。

(2) 对板束局部传热性能进行分析,随板排位置的后移,局部 Nu 呈先增加后减小的趋势。当 Re 较低时,在第 2 排位置处换热达到最强;当 Re 较高时,在第 4 排位置处换热达到最强。第 1 排传热性能与后排传热性能不同,板在两个直角处以及撞击位置处大大强化传热。不同 Re 条件下,在板束相同位置处传热性能分布相似,但 Re 越大,传热性能越强。

(3) 分析板束横纵比对传热性能的影响,板束在横纵比为 5 时传热性能最佳,横纵比大于或小于 5 时,传热性能均会减弱。给出横纵比为 3 ~ 7 时的 Nu 修正系数分别为 0.949,0.986,1.000,0.976 和 0.889。

(4) 在横纵比为 5 的条件下,给出 Re 在 1 ~ 500,500 ~ 1 000,1 000 ~ 200 000 范围内板束整体 Nu 拟合公式。并与叉排圆管束传热性能进行对比发现,当 $Re > 3 \times 10^4$ 时,板束传热性能比圆管束提高 25%。

参考文献:

[1] 杜文静,赵浚哲,张立新,等. 换热器结构发展综述及展望[J]. 山东大学学报(工学版),2021,51(5):76-83.
DU Wen-jing, ZHAO Jun-zhe, ZHAO Li-xin, et al. Review and prospect of the development of heat exchanger structure [J]. Journal of Shandong University (Engineering Science Edition), 2021, 51(5):76-83.

[2] 来 振,郭朋彦,张瑞珠,等. 锯齿形和波纹形板翅式换热器研

究现状[J]. 汽车实用技术,2020,45(24):242-244.

LAI Zhen, GUO Peng-yan, ZHANG Rui-zhu, et al. Research status of sawtooth and corrugated plate-fin heat exchangers [J]. Automobile Applied Technology, 2020, 45(24):242-244.

[3] 段 芮,徐之平,马虎根,等. 椭圆管散热器传热及阻力性能试验研究[J]. 能源研究与信息,2007(2):105-110.

DUAN Rui, XU Zhi-ping, MA Hu-gen, et al. An experimental study on the heat transfer performance and resistance characteristics of the oval-tube heat exchanger [J]. Energy Research and Information, 2007(2):105-110.

[4] 吴 轩,赵伶玲,高 腾. 水滴形管换热与阻力特性的数值研究[J]. 热能动力工程,2018,33(12):30-35.

WU Xuan, ZHAO Ling-ling, GAO Teng. Numerical simulation on the heat exchange and flow resistance of water drop-shaped tube [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2018, 33(12):30-35.

[5] 朱冬生,谭祥辉,曾力丁. 扭曲椭圆管管内传热与压降性能的研究[J]. 化学工程,2013,41(1):9-14.

ZHU Dong-sheng, TAN Xiang-hui, ZENG Li-ding. Heat transfer and pressure drop performances of twisted oval tubes [J]. Chemical Engineering, 2013, 41(1):9-14.

[6] 何兆红. 矩形管束换热器的传热与流阻研究[D]. 华南理工大学,2010.

HE Zhao-hong. Study on flow resistance and heat transfer in rectangle tube bundle heat exchanger [D]. South China University of Technology, 2010.

[7] 卿德藩,邹家柱. 螺旋扁管冷凝器强化传热评价与应用[J]. 流体机械,2007(1):79-81,48.

QING De-fan, ZOU Jia-zhu. Evaluation and its application of the enhanced heat transfer on twisted tube condensator [J]. Fluid Machinery, 2007(1):79-81,48.

[8] 陶文铨. 传热学[M]. 北京:高等教育出版社,2019.

TAO Wen-quan. Heat transfer [M]. Beijing: Higher Education Press, 2019.

[9] 茹卡乌卡斯. 换热器内的对流传热[M]. 北京:科学出版社,1986.

ЖУКАУЦКАС А А. Convective heat transfer in heat exchanger [M]. Beijing: Science Press, 1986.

(刘 颖 编辑)