

波纹板式换热器传热与流动特性分析

白书诚, 吴俐俊, 田梦雨

(同济大学机械与能源工程学院, 上海 201804)

摘要:通过数值模拟的方式,对一种用于低粘度流体的波纹板式换热器的传热特性和阻力性能进行分析,以控制变量法分析了流体速度对传热特性及阻力性能的影响;搭建了板式换热器测试平台,验证了数值模拟结果的正确性和可行性;用等速法拟合了 $Nu-Re$ 与 $Eu-Re$ 的相关准则式,并采用 JF 因子评价换热器综合性能。结果表明:模拟结果与实验结果相比误差在 10% 以内;当流体流速小于 1.0 m/s 时,换热器传热系数和压降随着流速的增大而增大,但综合换热性能逐渐变差,在此流速范围内,总传热系数随冷流体进口温度升高而增大。

关键词:板式换热器;数值模拟;等速法;传热和阻力特性;准则关系式

中图分类号:TK172 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2022.06.016

[引用本文格式]白书诚,吴俐俊,田梦雨.波纹板式换热器传热与流动特性分析[J].热能动力工程,2022,37(6):114-121. BAI Shu-cheng, WU Li-jun, TIAN Meng-yu. Analysis of heat transfer and flow characteristics of corrugated plate heat exchanger[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(6): 114-121.

Analysis of Heat Transfer and Flow Characteristics of Corrugated Plate Heat Exchanger

BAI Shu-cheng, WU Li-jun, TIAN Meng-yu

(College of Mechanical and Energy Engineering, Tongji University, Shanghai, China, Post Code: 201804)

Abstract: Through numerical simulation, the heat transfer characteristics and resistance performance of corrugated plate heat exchanger used in low viscosity fluid were analyzed, and the influence of fluid velocity on heat transfer characteristics was analyzed by means of control variable method. The test platform of plate heat exchanger was built to verify the correctness and feasibility of the numerical simulation results; the correlation criterion formulas of $Nu-Re$ and $Eu-Re$ were fitted by the isokinetic method, and the comprehensive performance of heat exchanger was evaluated by JF factor. The results show that the error between the simulation results and the experimental results is less than 10%; when the fluid flow rate is less than 1.0 m/s, the heat transfer coefficient and pressure drop of the plate heat exchanger enhance with the increase of the fluid flow rate, but the comprehensive heat transfer performance of plate heat exchanger deteriorates gradually; the total heat transfer coefficient increases with the inlet temperature rise of the cold fluid within this flow rate range.

Key words: plate heat exchanger, numerical simulation, constant velocity method, heat transfer and resistance characteristics, criterion relationship

收稿日期:2021-08-30; 修订日期:2022-01-24

基金项目:国家重点研发计划(2020YFC1910100)

Fund-supported Project: National Key Research and Development Program of China(2020YFC1910100)

作者简介:白书诚(1997-),男,云南曲靖人,同济大学硕士研究生。

通讯作者:吴俐俊(1965-),男,江西余江人,同济大学教授。

引 言

板式换热器是由一系列具有一定波纹形状的金属板片相叠而成,具有传热系数高、污垢系数低、结构紧凑、拆装灵活等优点,因此在制冷、化工、纺织和食品工业等行业中广泛应用^[1-3]。国内外许多学者对板式换热器进行分析研究。Fouke^[4]建立了板式换热器波纹倾角和传热和阻力性能的定性关系,得到了传热因子 j 、摩擦系数 f 随波纹倾角的变化规律。Reinhard 等人^[5]指出波纹通道减弱了温度边界层,增强了传热和压降。Yasar 等人^[6]通过试验研究发现,随着流道高度的增加,努塞尔数不断增加,但同时压力梯度降低,摩擦系数迅速增加,总体传热效果下降。张晶等人^[7]通过研究波纹倾角对传热的影响发现,一般传热工况下板片的波纹倾角选择在 60° 左右较为合适。蔡毅等人^[8]建立与人字形波纹板片完全相同的包含分配区和传热区冷热双流道传热的计算模型,发现进口分配区对流体流动分布和传热都有显著影响。

国内外研究者通过改变换热器内流体运动状态以及板片结构参数设计对换热器进行分析研究,但对于实验结果的通用性分析相对较少。本文对一种用于低粘度流体的 BR1 型波纹板式换热器进行数值模拟和实验研究,从温度和流速两个方面对该换热器的传热特性和阻力性能进行分析;同时拟合出努塞尔准则关系式和欧拉准则关系式,用 JF 因子作为评价指标,评价该板式换热器强化传热的综合性能,并通过实验验证了数值模拟结果以及准则关联式的准确性,为该型换热器在相关产业中的应用提供理论支持和使用参考。

1 换热器模型建立

1.1 物理模型及数学模型

BR1 型换热器的介质通道主要是由人字形波纹板片相叠后形成的流动通道,每两个相邻的流道内分别为冷、热流体。本文中热侧流体和冷侧分别为某低粘度流体(类乳制品)和水。低粘度流体的物性参数如表 1 所示^[9]。

表 1 热流体物性参数
Tab. 1 Physical properties of hot fluid

参数	数值
密度/ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	1 030
比热容/ $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$	3 890
导热系数/ $\text{W} \cdot (\text{m} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$	0.523 6
粘度/ $\text{Pa} \cdot \text{s}$	0.001 5

板式换热器计算模型如图 1 所示。其中波纹倾角 $\beta = 60^\circ$, 波纹深度 $H = 3 \text{ mm}$, 波纹间距 $\lambda = 10 \text{ mm}$, 波纹板片长度 200 mm , 板片宽度为 48 mm , 波纹形状为人字形, 板片的厚度为 1 mm , 材料为 304 不锈钢。模型采用逆流布置, 冷、热流体分别流过上层流道和下层流道。为了消除边界的回流现象和入口效应, 波纹板两端加平板延长^[10]。

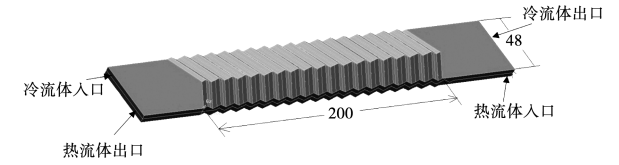


图 1 板式换热器计算区域模型 (mm)
Fig. 1 Fluid flow domain of plate heat exchanger simulated with CFD (mm)

结合实际板式换热器中流动和传热特点, 做出如下假设: 计算区域的流动过程和传热过程都是稳定的; 流体介质为不可压缩牛顿流体; 在计算过程中, 忽略重力和密度引起的浮升力的影响; 计算所涉及的物性参数为常数; 忽略粘性耗散作用所产生的热效应^[11-12]。

基于以上假设, 计算区域流体传热和流动的控制方程^[13]。

连续性方程:

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \tag{1}$$

动量方程:

$$u_x \frac{\partial u_i}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_i}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_i}{\partial z} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_i}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_i}{\partial z^2} \right) \tag{2}$$

能量方程:

$$u_x \frac{\partial t}{\partial x} + u_y \frac{\partial t}{\partial y} + u_z \frac{\partial t}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right)$$

(3)

式中： u —各方向上的速度分量，m/s； ν —流体运动粘度，m²/s； ρ —流体密度，kg/m³； α —热扩散率，m²/s； t —流体温度，℃；下标 x, y, z —各矢量方向。

数值计算中所选用的湍流模型均采用 RNG $k-\varepsilon$ 模型。该模型提高了近壁面区域的处理及湍流漩涡等方面的计算精度,更适合具有复杂内部结构的波纹通道^[14-15]。模型边界条件设置如表 2 所示。

表 2 边界条件设置

Tab.2 Boundary condition

边界条件	边界类型
热流体进口	速度入口
冷流体进口	速度入口
外壁面	壁面
内壁面	耦合面
冷流体出口	压力出口
热流体出口	压力出口

1.2 网格无关性检验

利用 Gambit 软件建立换热器模型并进行网格划分,网格采用非结构化四面体网格,模型网格划分如图 2 所示。

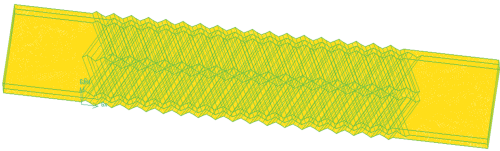


图 2 计算模型网格划分

Fig.2 Mesh division of computational model

网格尺寸对于计算精度以及计算时间都有很大的影响,因此需要对模型进行网格独立性检验。针对物理模型,采用网格尺寸为 0.6 ~ 1.8 mm,进行 7 次网格划分和初步计算。自热流体入口开始,从模拟换热器的流道内等距选取 A,B,C,D,E,F 6 个点,对每种网格尺寸下各点的温度进行监测,各点温度随网格尺寸变化如图 3 所示。

由图 3 可知,当网格尺寸为 0.8 和 0.6 mm 时的温度点几近重合,说明尺寸为 0.8 mm 的网格已满足精度要求。因此,为节省计算时间和计算成本,模型最终选择 0.8 mm 的网格尺寸。

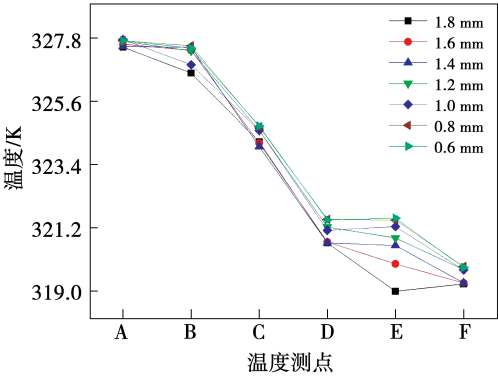


图 3 所选各点温度随网格尺寸变化

Fig.3 Variation of temperature at each selected point with the grid size

2 数值模拟结果及分析

2.1 板式换热器数值模拟

为分析换热器内部流场及温度场,设定冷、热流体进口温度分别为 288 和 343 K,热侧流体和冷侧流体的流速均为 0.3 m/s(换热器设计流速),流道内速度场、压力场和温度场分布如图 4 ~ 图 6 所示。

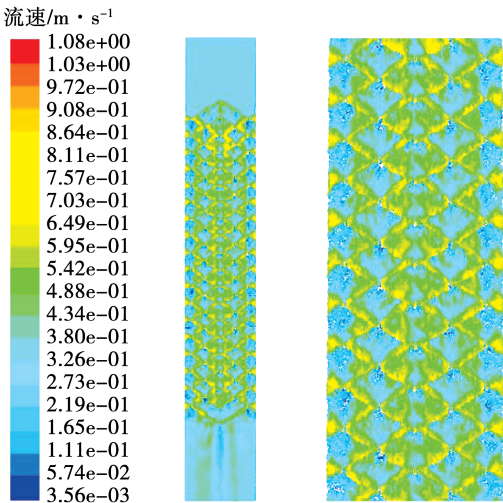


图 4 换热器流道内速度分布

Fig.4 Distribution of velocity in heat exchanger channel

由图 4 和图 5 可知,板片触点附近有明显的速度降低,且触点后有明显的压力上升,这是因为流体

在到达触点处时发生反射和绕流,在触点后边形成低速区域,并导致流体压力发生显著变化,因此触点对换热器压降有较大影响。

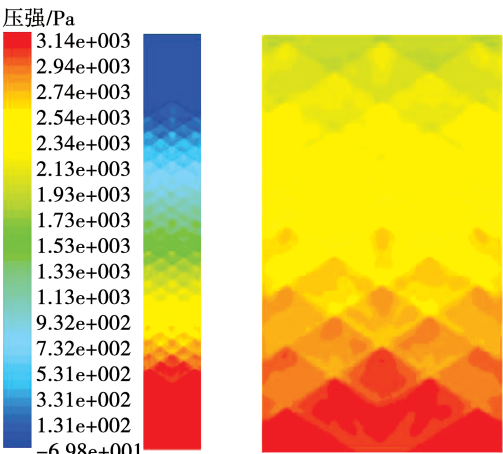


图 5 换热器流道内压力分布
Fig. 5 Distribution of pressure field in heat exchanger channel

由图 6 可知,低温区域主要分布于波纹区域,该部分靠近传热区域,冷流体易发生局部聚集,导致图中波纹区域温度较低。

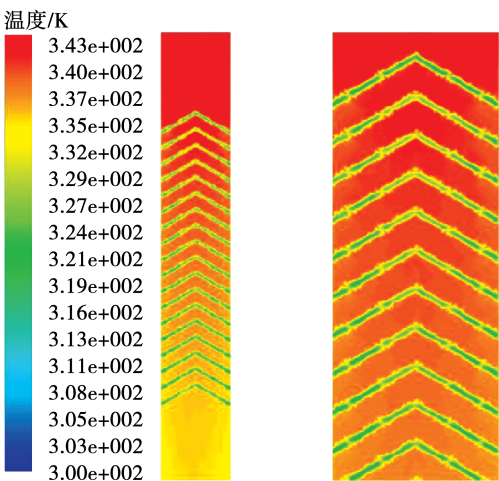


图 6 换热器流道内热侧温度分布
Fig. 6 Temperature distribution in hot side of heat exchanger channel

2.2 流速对传热和阻力的影响

为了研究流体流速对换热器的传热性能和阻力性能的影响,在以下两种工况下分别对换热器的流动和传热进行数值模拟:(1) 保持冷、热流体的进口温度分别为 288 和 343 K 不变,同时热流体的流速

保持 0.3 m/s(换热器设计流速)不变,分别模拟当冷流体流速在 0.1 ~ 1.0 m/s 范围内变化时换热器内的流动和传热情况;(2) 保持冷、热流体的进口温度分别为 288 和 343 K 不变,使冷、热流体速度同时从 0.1 m/s 变化到 1.0 m/s,且保持冷、热流体流速相等。对这两组数据的模拟结果进行分析处理,得到总传热系数和冷、热流体的压降随流速的变化关系,如图 7 和图 8 所示。

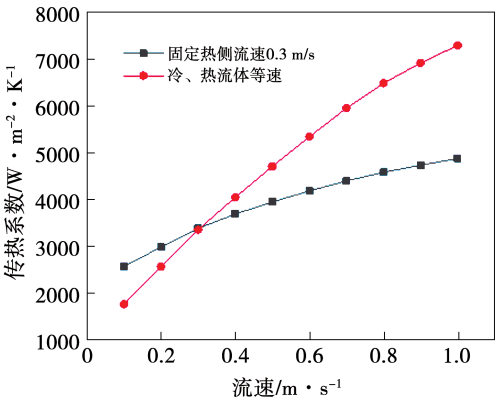


图 7 总传热系数与流速的关系
Fig. 7 Variation of total heat transfer coefficient with flow velocity

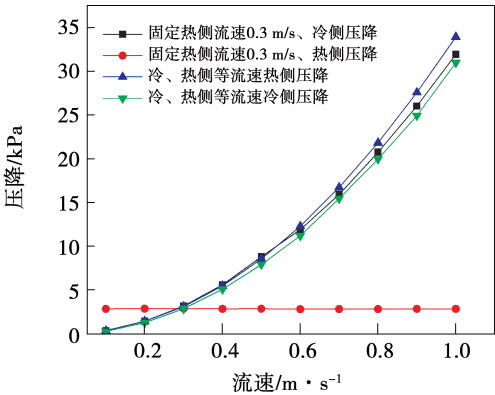


图 8 冷、热流体压降与流速的关系
Fig. 8 Variation of cold and hot fluid pressure drop with flow velocity

从图 7 可看出,两种模拟工况下,在一定的范围内,随着流速的增加传热系数逐渐增大,但增大趋势逐渐减弱。这是因为随着流速的增加,传热系数也必然逐渐增加,导致传热量增加。但随着流速增大,流速对传热系数的影响逐渐减弱。由此可见,在一定范围内,提高冷流体流速是可以提高传热系数的,

但是随着流速的不断增加,总传热系数增加得越来越慢,过分强调增大流速来提高传热系数是不合理的。

从图 8 可看出,当固定热流体流速时,在模拟的范围内,随着冷流体流速的增大,压降也在逐渐增大。由于热流体的流速保持不变,故热流体的压降基本保持不变。当冷、热流体保持流速相同且同时变化时,冷、热流体的压降变化保持相同的趋势。在相同流速下,热流体压降总是大于冷流体压降。因此,在后续评价换热器性能时,只需考虑热侧流体的阻力即可体现出换热器的整体阻力性能。

2.3 冷流体初始温度对传热和阻力的影响

为研究冷流体初始温度对换热器性能的影响,在以下条件下进行数值模拟:固定冷、热流体流速为 0.3 m/s(换热器设计流速),热流体进口温度固定为 358 K。冷流体初温分别取 283, 293, 303, 313, 323, 333 和 343 K 7 组数据进行模拟,分析总传热系数和冷、热流体压降随冷流体初始温度变化的关系,如图 9 所示。

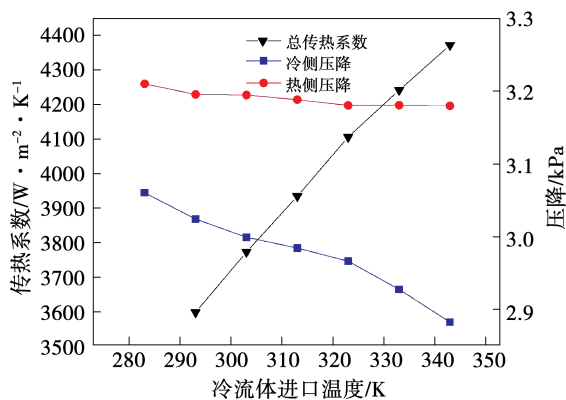


图 9 总传热系数和压降与冷水初温的关系

Fig. 9 Relationship among total heat transfer coefficient, pressure drop and initial temperature of cold water

由图 9 可以看出,在一定范围内,随着冷流体进口温度的增大,传热系数是逐渐增大的。这是因为随着冷流体初始温度的增大,流道内的平均温差是逐渐减小的,在传热量和传热面积不变时,传热系数整体呈现增大的趋势。

在一定范围内随着冷流体进口温度的增大,冷流体压降整体呈现减小的趋势,但变化量较小,而热

流体压降基本保持不变。这是因为在流速恒定的情况下,压降主要受流体粘度的影响,粘度越大,压降越大;而粘度则与温度相关,因此热流体初温保持不变时,其压降几乎不变,而冷流体压降则伴随温度变化产生较大的变化。

综上,在流体流速不变的工况下,提升冷流体的进口温度既能提升传热系数,又能降低压降。因此,实际使用中对冷侧流体进行预热可有效提升换热器性能。

2.4 传热及阻力关联式拟合

研究流体与固体壁面之间的对流传热是换热器性能研究中很重要的一部分,由于影响对流传热的因素有很多,研究起来过程复杂,通过有限次数获得一定通用性的规律就显得很重要。根据相似原理及量纲分析,可以获得换热器表面单侧流体与传热面的对流传热准则关系式。

流体的对流传热系数由努塞尔数 Nu 确定:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^p \quad (4)$$

$$Re = \frac{ud}{\nu} \quad (5)$$

$$Nu = \frac{hd}{\lambda} \quad (6)$$

式中: Re —雷诺数; u —流体流速, m/s; d —当量直径, m; ν —运动粘度, m^2/s ; h —对流传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; λ —流体热导率, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; Pr —普朗特数; C, m, n, p —待定系数; μ, μ_w —流体粘度及靠近壁面处流体粘度。

式(4)中 $\left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^p$ 为修正项,由于该型换热器对流传热系数较大,壁温与流体间温差较小,可认为该修正项值为 1,故式(4)可简化为:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad (7)$$

冷、热两侧流体对流传热系数可按照以下公式计算:

$$h_c = C \cdot \frac{\lambda_c}{d_c} \cdot Re_c^m \cdot Pr_c^{0.4} \quad (8)$$

$$h_h = C \cdot \frac{\lambda_h}{d_h} \cdot Re_h^m \cdot Pr_h^{0.3} \quad (9)$$

当忽略污垢传热热阻时,传热系数 K 的计算式为:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_h} + \frac{\delta}{\lambda_0}} \quad (10)$$

式中: δ —板片厚度,m; λ_0 —板片热导率,W/(m·K);
 h_c, h_h —冷、热流体传热系数,W/(m²·K)。

采用等流速法^[16],即拟合中冷、热两侧流体流速 u 保持一致,则式(4)~式(10)可整理为:

$$C \cdot u^m = \frac{1}{\frac{1}{K} - \frac{\delta}{\lambda_0}} \left[\frac{1}{\frac{\lambda_c}{d_c} \cdot \left(\frac{d_c}{\nu_c}\right)^m \cdot Pr^{0.4}} + \frac{1}{\frac{\lambda_h}{d_h} \cdot \left(\frac{d_h}{\nu_h}\right)^m \cdot Pr^{0.3}} \right] \quad (11)$$

式中: λ_c, λ_h —冷、热流体热导率,W/(m·K); d_c, d_h —冷、热流体当量直径,m; ν_c, ν_h —冷、热流体运动粘度,m²/s

令式(11)右侧为 P ,两侧同时取对数,则可得:

$$\ln C + m \ln u = \ln P \quad (12)$$

上式中, P 含有待定指数 m ,在拟合过程中进行迭代计算,并给 m 赋初值。计算发现,所赋初值对拟合结果有影响,所以先根据经验选定一个 m 值,拟合出曲线后从 P 中反解出一个新的 m 值,比较二者的大小,如不相等,则重新给 m 赋值计算,直到经过多次拟合求出满足精度的 C, m 值。

用等流速法拟合板式换热器的传热及阻力准则关系式,模拟工况条件为:冷流体进口温度为298 K,热流体进口温度为 318 K,冷流体和热流体流速保持一致,从 0.2 m/s 变化到 1.0 m/s,增量为 0.05 m/s,共进行了 17 组模拟,通过 Matlab 软件进行拟合计算,最终板式换热器冷、热两侧努塞尔数准则关系式分别为:

$$1200 < Re < 6500; \\ Nu_c = 0.1625 Re_c^{0.6967} Pr_c^{0.4} \quad (13)$$

$$2000 < Re < 9500; \\ Nu_h = 0.1625 Re_h^{0.6967} Pr_h^{0.3} \quad (14)$$

流体阻力由欧拉数 Eu 确定:

$$Eu = b Re^d \quad (15)$$

上式中 b, d 为待定系数,通过 Origin 软件,分别拟合冷、热两侧流体欧拉准则关联式为:

$$1200 < Re < 6500; \\ Eu_c = 61.434 Re_c^{-0.0733} \quad (16)$$

$$2000 < Re < 9500; \\ Eu_h = 89.143 Re_h^{-0.1169} \quad (17)$$

3 实验验证

为验证数值模拟结果及准则关联式的可靠性,建立板式换热器实验系统,如图 10 所示。主要由冷水箱、热水箱、水泵、电磁流量计、测温装置(Pt100)、测压装置(压力变送器)等组成。其中热水箱中储存低粘度流体,冷水箱中储存冷却水。

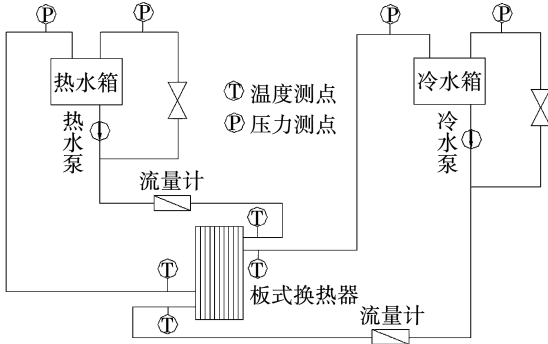


图 10 板式换热器传热系统实验示意图

Fig. 10 Experimental setup of heat transfer system of plate heat exchanger

将实验所得数据整理后与模拟数据进行对比,结果如图 11 所示。

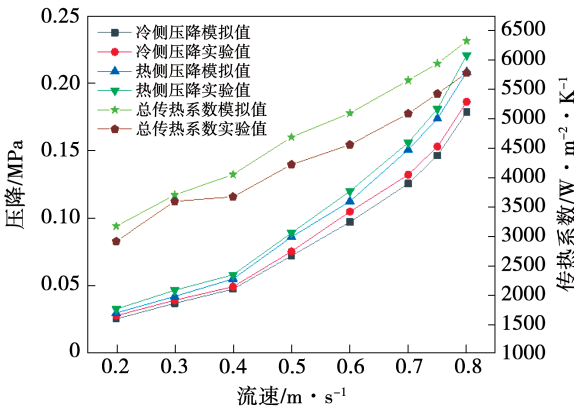


图 11 总传热系数、冷热侧压降实验值与模拟值对比

Fig. 11 Comparison between experimental and simulated values of total heat transfer coefficient and cold and hot side pressure drop

从图 11 的对比可以看出,在相同工况下,对于总传热系数以及冷、热流体两侧的压降,实验值与模

拟值均吻合较好,误差在 10% 以内。

4 综合性能评价

换热器的传热性能及阻力性能均是评价换热器性能的重要指标,对于一台换热器,需要综合考量两方面的性能。

采用科尔本传热因子 j 与范宁摩擦系数 f 分别衡量换热器传热性能以及阻力性能^[17-19]：

$$j = Nu / (Re \cdot Pr^{1/3}) \tag{18}$$

$$f = 2 D_e \Delta p / L \rho u^2 \tag{19}$$

式中： Δp —压降,Pa； L —流动通道长度,m； D_e —通道当量直径,m。

通道当量直径计算公式为：

$$D_e = 4 A_a / L_a \tag{20}$$

式中： A_a —单层工质流道入口面积,m²； L_a —单层工质流道入口总周长,m。

为获得板式换热器整体最佳性能,需要综合考虑其传热性能以及阻力性能,因此采用 JF 因子衡量板式换热器的整体性能^[20]：

$$JF = j / f^{1/3} \tag{21}$$

图 12 给出了 JF 值随流体流速变化的曲线。从图中可以看出,在一定流速范围内,随着流体流速的增加,JF 值逐渐减小,换热器阻力增加强于传热性能增加,综合性能逐渐变差。因此,该型板式换热器在低粘度流体中使用时应适当控制流速,以获得较优的综合性能。

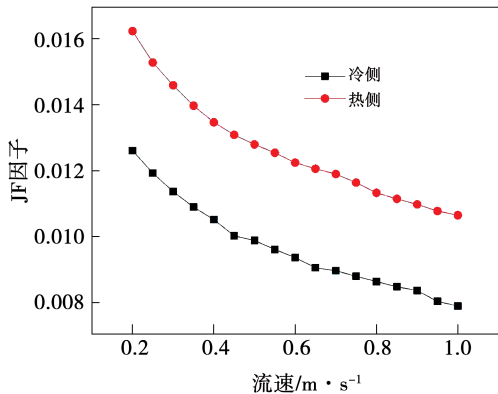


图 12 JF 因子与流体流速的关系

Fig. 12 Variation of JF factor with flow velocity

5 结 论

(1) 通过数值模拟方法研究了流体流速和进口温度对板式换热器传热特性和阻力性能的影响。结果表明,在研究范围内即流速不超过 1.0 m/s 时,总传热系数和压降随流速的增大而增大,但总传热系数增大得越来越慢。当冷流体进口温度增加、热流体进口温度不变时,总传热系数也随之增大。

(2) 基于数值模拟结果,用等流速法拟合了该型板式换热器在某低粘度流体中的传热特性和阻力特性的无量纲准则关系式。

(3) 搭建了板式换热器传热试验台,将实验数据和数值模拟数据进行了对比。结果表明,总传热系数和压降误差均在 10% 以内,证实了所建立的数学模型和物理模型的准确性。

(4) 采用 JF 评价指标对换热器强化传热的综合性能进行评价。结果表明,随着流速的增加,综合性能评价指标的值逐渐减小,说明在一定范围内,随着流体流速的增加,板式换热器的综合性能逐渐变差。

参考文献：

[1] 宋景慧,阚伟民,许 诚,等. 电站锅炉烟气余热利用与空气预热器综合优化[J]. 动力工程学报,2014,34(2):140-146.
SONG Jing-hui, KAN Wei-min, XU Cheng, et al. Comprehensive optimization of air preheater for boiler flue gas heat recovery[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2014, 34(2): 140-146.

[2] 苗勇虎,吴礼云. 板式换热器清洗方法探讨[J]. 山西冶金, 2018(4):104-106.
MIAO Yong-hu, WU Li-yun. Discussion on the cleaning method of plate heat exchanger[J]. Shanxi Metallurgy, 2018(4):104-106.

[3] 吕恕位,杨卓娟,刘书溢. 人字形板式换热器板片几何参数对换热性能影响的研究[J]. 吉林工程技术师范学院学报,2018, 34(12): 91-94.
LYU Shu-wei, YANG Zhuo-juan, LIU Shu-yi. Effect of geometric parameters of herringbone plate heat exchangers upon their performance[J]. Journal of Jilin Engineering Normal University, 2018, 34(12): 91-94.

[4] FOUKE W W. Turbulent convective heat transfer in plate heat ex-

- changers[J]. International Communications in Heat Mass Transfer, 1983, 10(3): 201–210.
- [5] REINHARD W, NIKOLAI O. Experimental investigations of heat transfer and pressure drop during the condensation process within plate heat exchangers of the herringbone-type[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2004, 43(1): 59–68.
- [6] YASAR I, CEN P. The effect of channel height on the enhanced heat transfer characteristics in a corrugated heat exchanger channel[J]. Applied Thermal Engineering, 2003, 23(8): 979–987.
- [7] 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, 51(12): 137–145.
- ZHANG Jing, WEN Jue, 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, 51(12): 137–145.
- [8] 蔡毅, 贾志刚, 周文学, 等. 人字形波纹板式换热器性能数值模拟的研究[J]. 计算机与应用化学, 2009, 26(1): 105–108.
- CAI Yi, JIA Zhi-gang, ZHOU Wen-xue, et al. Hydrodynamics and thermal characteristics of chevron-type plate heat exchangers[J]. Computers and Applied Chemistry, 2009, 26(1): 105–108.
- [9] 荣玉珊, 杜雅萍. 牛奶热物理性质的计算[J]. 食品科学, 1998, 19(12): 15–18.
- RONG Yu-shan, DU Ya-ping. The calculation of thermophysical of milk[J]. Food Science, 1998, 19(12): 15–18.
- [10] 邱小亮. 人字形板片结构参数对板式换热器传热与流阻特性影响研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2013.
- QIU Xiao-liang. Study of heat transfer and flow resistance in chevron plate corrugation geometry parameters[D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2013.
- [11] 吴丹. 板式换热器板片换热和阻力性能的数值模拟[D]. 济南: 山东大学, 2014.
- WU Dan. Numerical simulation on plate heat transfer and resistance characteristics of plate heat exchangers[D]. Jinan: Shandong University, 2014.
- [12] 刘杨. 运用 fluent 软件对板式换热器性能的数值分析[J]. 广州化工, 2013, 41(13): 221–223, 285.
- LIU Yang. Numerical analysis of plate heat exchanger using fluent software[J]. Guangzhou Chemical Industry, 2013, 41(13): 221–223, 285.
- [13] 刘殿宇. 板式杀菌机的换热面积计算[J]. 乳品加工, 2016, 180: 65–66.
- LIU Dian-yu. The heat exchanger area computation of the plate sterilizer[J]. Dairy Industry, 2016, 180: 65–66.
- [14] 王亭亭. 人字形波纹板换热理论与实验研究[D]. 青岛: 青岛理工大学, 2014.
- WANG Ting-ting. Theoretical and experimental research on the heat exchanger of herringbone corrugated board[D]. Qingdao: Qingdao Technological University, 2014.
- [15] 曲宁. 板式换热器传热与流动分析[D]. 济南: 山东大学, 2005.
- QU Ning. Heat transfer and flow analysis of plate heat exchanger[D]. Jinan: Shandong University, 2005.
- [16] 欧阳新萍, 吴国妹, 刘宝兴. 等流速法在板式换热器传热试验中的应用[J]. 动力工程学报, 2001, 21(3): 1260–1262.
- OUYANG Xin-ping, WU Guo-mei, LIU Bao-xing et al. Equal velocity method and its application in heat transfer performance test of plate heat exchanger[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2001, 21(3): 1260–1262.
- [17] 李想. 板式换热器传热的数值模拟及波纹板参数优化[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2013.
- LI Xiang. Numerical simulation on heat transfer of a plate heat exchanger and parameter optimization of corrugated plate[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2013.
- [18] 吕恕位. 板式换热器板片导流区流动特性分析[D]. 长春: 长春工业大学, 2015.
- LYU Shu-wei. Plate heat exchanger plate of diversion area flow characteristic analysis[D]. Changchun: Changchun University of Technology, 2015.
- [19] 李文江, 张井志, 吕迪, 等. 百叶窗板翅式换热器换热与阻力性能数值模拟研究[J]. 热能动力工程, 2019, 34(2): 101–108.
- LI Wen-jiang, ZHANG Jing-zhi, LYU Di, et al. Numerical simulation of heat transfer and resistance performance of louver plate fin heat exchanger[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2019, 34(2): 101–108.
- [20] 何雅玲, 陶文铨, 王煜, 等. 换热设备综合评价指标的研究进展[C] // 中国工程热物理学会传热传质学学术会议, 西安: 中国工程热物理学会, 2011.
- HE Ya-ling, TAO Wen-quan, WANG Yu, et al. Research progress of comprehensive evaluation index of heat exchanger equipment [C] // Academic Conference on Heat and Mass Transfer of Chinese Society of Engineering Thermophysics, Xi'an: Chinese Society of Engineering Thermophysics, 2011.