

文章编号: 1671-6612 (2024) 03-285-08

凸台板式换热器流动沸腾的数值研究

陈 晨 虞 斌 凌卫平 方玮玮

(南京工业大学机械与动力工程学院 南京 211816)

【摘 要】 使用 Fluent 仿真软件对凸台板式换热器水侧的流动沸腾换热机理进行了数值模拟研究。结果表明: 流动沸腾换热伴随着气泡的生成、长大、合并和破裂等过程, 沸腾换热系数随着入口流速的增加而增大, 最佳流速为 0.125m/s。相对于最低流速, 沸腾换热系数提高了 96.6%-102.3%。但是, 随着流速的增加, 含气率明显降低。如果想要得到更多蒸汽, 需要降低流速, 并考虑凸台板式换热器末端干涸现象, 以防止传热恶化。在凸台板片的凸台间距为 18mm 时, 流动沸腾换热系数最佳。

【关键词】 凸台板式换热器; 流动沸腾; 数值模拟

中图分类号 TK175 文献标志码 A

Numerical Study on Flow Boiling in Convex Plate Heat Exchangers

Chen Chen Yu Bin Ling Weiping Fang Weiwei

(College of Mechanical and Power Engineer, Nanjing Tech University, Nanjing, 211816)

【Abstract】 This article uses fluent simulation software to numerically simulate the flow boiling heat transfer mechanism on the water side of a convex plate heat exchanger. The research shows that flow boiling heat transfer is accompanied by the formation, growth, merging, and rupture of steam bubbles; The boiling heat transfer coefficient increases with the increase of inlet flow rate, with the optimal flow rate of 0.125m/s, which is 96.6% -102.3% higher than the minimum flow rate. However, with the increase of flow rate, the gas content has significantly decreased. To obtain more steam, it is necessary to reduce the flow rate, and also consider the drying phenomenon at the end of the convex plate heat exchanger to prevent heat transfer deterioration; When the distance between convex plates is 18mm, the flow boiling heat transfer coefficient is the best.

【Keywords】 Convex plate heat exchanger; Flow boiling; Numerical simulation

0 引言

由于科技进步和社会发展, 能源消耗正在逐年增加, 能源消耗量和利用率已成为人们不可忽略的问题。在酒店、高校食堂、夜市等大型商用厨房中, 各种的燃气灶同时工作, 工作高峰期产生大量余热。然而, 这些余热通常直接排放到空气中, 无法有效回收, 导致资源的浪费和环境的污染。因此, 本文提出了一套大型厨房余热回收再利用系统, 如图 1 所示, 旨在集制备热水、蒸汽和热风于一体。

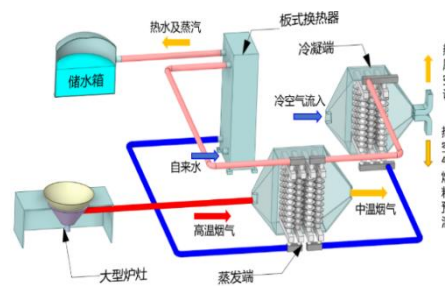


图 1 商用厨房余热回收系统三维示意图

Fig.1 Three-dimensional diagram of waste heat recovery system in commercial kitchen

作者简介: 陈 晨 (1997-), 男, 在读硕士研究生, 从事换热器、热管研究方向, E-mail: 1904421182@qq.com

通讯作者: 虞 斌 (1965-), 男, 博士, 教授, E-mail: abyu@njtech.edu.cn

收稿日期: 2023-11-02

本系统采用分离式热管的原理实现高温烟气的余热回收利用,该系统由一个蒸发段来降低高温烟气的温度,两个冷凝段加热水和空气以达到厨房烟气余热回收再利用的目的。板式换热器作为一种高效、节能、环保的余热回收设备,具有占地面积小重量低、热损失小、污垢系数低,检修清洗方便、产品适用面广^[1]等特点,已经在多个领域得到了广泛应用。然而,在厨房烟气余热回收领域,板式换热器的应用还比较有限,需要深入研究其性能和适用范围。本系统采用板式换热器作为分离式热管冷凝段的一个换热部件,热管内工质冷却至液态并释放出热量来加热自来水,进而实现对烟气余热的回收。

目前,针对板式换热器的研究主要集中在单相流换热方面。余建平^[2]等人采用响应面分析法,研究了鼓泡型板式换热器板片深度、角度、个数、流速等多个自变量下的换热系数和阻力系数双目标函数,并对其结构进行优化。刘凯^[3]等人在人字形板式换热器中增加绕流柱,运用 COMSOL 软件分析模型中的物理场,相比传统板式换热器,空心绕流柱的使用使传热效率提高了 3%。Galeazzo^[4]等人研究了以水为介质的板式换热器在单侧流并联与串联两种方式下的传热与流动过程。研究发现:在同等条件下,串联工况下的总换热量与实验结果存在 8% 的差异,而并联工况下的差异则高达 12%,并且认为这是由于流速不均造成的。Shirzad^[5]采用数值模拟研究不同几何形状的枕板式换热器。结果表明:低雷诺数时,翅片间距越大的枕板式换热器换热性能越好。在较高雷诺数下,可以通过增加焊点的横向距离提高枕板式换热器的换热效率。Mengdi G^[6]等人针对定型机废气余热回收困难的问题,设计了一种凹窝凸点的非均匀板式换热器,讨论了板片的结构参数和操作参数对传热性能的影响,采用 Box-Behnken 设计和非支配排序遗传算法 II 对板式换热进行多目标优化。白书诚^[7]等人数值模拟了用于低黏度流体的波纹式板式换热器,总结传热流动特性规律,并搭建实验平台验证模拟准确性。雒宝明^[8]建立了完整的双人字形板式换热板片,数值模拟了冷侧流体域的物理场,分析流体导流区流量分配问题,通过改变导流区结构参数和封条形式来优化板片的流动传热特性。

由于在该系统中,板式换热器在加热自来水时,会发生相变而产生蒸汽,且沸腾换热相较于单

相换热具有更优异的传热性能,能够传递更多的热量。秦露雯^[9]等人搭建了可视化流动沸腾实验平台,通过改变流量和热流密度研究微肋阵列中的流动沸腾传热性能和汽泡生长的变化关系。仇富强^[10]等人对微肋管中 R513a 进行实验研究,通过改变质流密度、热流密度、干度、肋片结构等因素,研究了水平管内流动沸腾换热特性影响,并确定管内主导换热机制和实验关联式等。贺静^[11]等人提出一种带有肋柱相变换热器的解决方案,用于解决电力设备发热量增加的问题,并讨论了肋间距在流动沸腾中流动换热特性的影响。师艳平^[12]等人对板翅式换热器进行优化设计,研究了流道内的相变传热传质机理,并分析了不同因素下对传热性能的影响。Yang^[13]等人对直翅管的流动沸腾换热机理进行了研究,发现在低蒸汽质量区域,核沸腾占主导地位,随着蒸汽质量提高,核沸腾转变为流动沸腾占主导地位。Diani^[14]等人探究了对比了 R513A 制冷剂在光滑管中和微翅管中的流动沸腾换热的传热性能。郭勇^[15]等人通过 VOF 模型建立三维微通道流道沸腾模型,在微通道中加挡板来增加流体绕流,研究分析了不同挡板高度及速度下流动沸腾换热特性机理。梅响^[16]等人对联通微通道过冷流道沸腾换热进行数值模拟,研究单个汽泡的生成、长大及脱落时对微通道的当地传热性能的影响,并研究了直流通道的倾角对汽泡及强化流动沸腾换热的影响,且当倾角为 45° 时,微通道换热性能最优,为芯片的高效冷却提供指导。师艳平^[17]等人对板翅式换热器进行优化设计,研究了流道内的相变传热传质机理,并分析了不同因素下对传热性能的影响。张羽森^[18]通过搭建实验平台,研究管内流动沸腾传热,对光滑管及内肋管组合以此提高了管内流动沸腾换热的核化能力。

目前,对于板式换热器板片传热性能的研究多为单相传热,并且流动沸腾换热的研究也多为微通道、圆管等流道内的研究,对于板式换热器板片内流动沸腾换热特性的研究较少。本文在研究厨房烟气余热回收中的应用的同时,将讨论凸台板式换热器中流动沸腾换热传热传质模型的部分,分析不同流速、温度工况及凸台间隙下该换热器中水侧的流动换热特性,并总结板片间流动沸腾换热的变化规律,为商业厨房烟气的能源利用提供一定的理论和实践指导。

1 数值模拟方法

1.1 物理模型

板式换热器采用凸台板片, 如图 2 所示。板片尺寸为 593mm×280mm×0.5mm, 材质为 304 不锈钢。该板片凸台成 M 形, 具有对称性, 凸台高度为 5mm。



图 2 凸台板片整体模型

Fig.2 Overall model of convex plate

为提高计算效率, 本研究采用了四分之一模型, 并将两块板片叠加, 使板片的凸台与另一块板片凸台重合, 形成计算流体域, 如图 3 所示。该计算流体域的尺寸为 593mm×70mm×10mm, 流体域中流体为水。凸台间隙 l 示意图如图 4 所示。



图 3 物理模型计算流体域

Fig.3 Physical models compute fluid domains

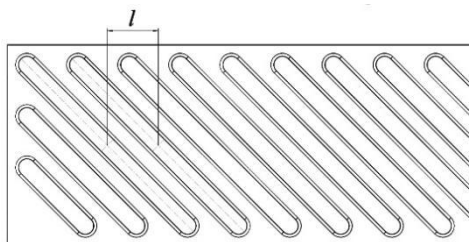


图 4 板片二维示意图

Fig.4 Two-dimensional diagram of the plate

1.2 数学模型

VOF 模型是一种应用于固定欧拉网格的界面跟踪技术, 也称欧拉法。该模型能有效模拟两相或两相以上不相溶的流体, 并能更好地区分相与相之

间的交界面。在 VOF 模型中, 流体共享一组动量方程, 能够监测计算整个计算流体域中的不同相之间的体积分数。Fluent 中, VOF 模型^[19]的控制方程组包含连续性方程、动量方程、能量守恒方程三大方程, 如下式所示:

(1) 连续性方程

$$\frac{\partial(\alpha_l \rho_l)}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_l \rho_l \mathbf{v}) = S_l \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\alpha_v \rho_v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_v \rho_v \mathbf{v}) = S_v \quad (2)$$

(2) 动量方程

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \mathbf{v}) = -\nabla P + \nabla \cdot [\mu(\nabla \mathbf{v} + \nabla \mathbf{v}^T)] + \rho \mathbf{g} + F \quad (3)$$

$$\rho = \alpha_l \rho_l + \alpha_v \rho_v \quad (4)$$

$$\mu = \alpha_l \mu_l + \alpha_v \mu_v \quad (5)$$

(3) 能量方程

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot [\mathbf{v}(\rho E + P)] = \nabla \cdot (k \nabla T) + S_e \quad (6)$$

$$E = \frac{\alpha_l \rho_l E_l + \alpha_v \rho_v E_v}{\alpha_l \rho_l + \alpha_v \rho_v} \quad (7)$$

其中, S 为单位体积传质速率; F 为外力; t 为时间; \mathbf{v} 为速度; \mathbf{g} 为重力加速度; P 为压力; T 为温度; E 能量; S_e 为能量原项; ρ 、 μ 、 k 分别为混合相的密度、黏度和导热系数; l 、 v 下标代表液相和气相。

本文研究的是流动沸腾传热机理, 其中水的气液两相之间质量与能量的交换采用了 Lee 模型^[20]描述, 该相变模型包含质量源相和能量源相, 如下式:

$$S_M = -r_l \alpha_l \rho_l \frac{T_l - T_{sat}}{T_{sat}} T \geq T_{sat} \quad (8)$$

$$S_M = r_v \alpha_v \rho_v \frac{T_v - T_{sat}}{T_{sat}} T < T_{sat} \quad (9)$$

$$S_E = -h_f S_M \quad (10)$$

其中, r 、 α 、 ρ 、 T 、 h_f 分别为时间松弛因子、体积分数、密度、温度和汽化潜热, 下标 sat 代表饱和状态。

1.3 边界条件及数据处理

在 fluent 中对模型的边界条件做如下设置: 重力加速度设置为 9.8 m/s^2 , 并将入口设置为速度入口, 湍流度为 5%, 特征长度为 0.0175m, 其中入

口处进入全部为液相，且入口温度为 300K。出口设置为压力出口，并采取了出口延长处理，以消除壁面出口回流对物理场造成影响。同时，加热面设为恒定壁温，并根据不同工况对入口速度和壁温进行相应的调整。

Fluent 中湍流模型采用 SST k-omega 模型，该模型能够更好地处理近壁面和主流区之间的关系，并在保持精确度的同时减少计算机的运算量；多相流模型选择 VOF 模型，该模型相比于 Mixture 模型更适用于观察相界面，有利于气泡生成的观察；求解器采用 PISO 求解方法，压力采用 PRESTO! 空间离散，动量、湍流动能等都采用 QUICK 格式离散，残差均设置为 10^{-6} ；计算的时间步长设置为 0.0005s。

所得数据按如下参数进行处理：

$$\Delta T = \frac{t_{in} - t_{out}}{\ln \frac{t_w - t_{in}}{t_w - t_{out}}} \quad (11)$$

$$h = q / \Delta T \quad (12)$$

式中， ΔT 为对数平均温差； t_{in} ， t_{out} ， t_w 为进出口及管壁温度； h 为沸腾换热系数； q 为壁面热流密度。

1.4 网格无关性检验

本文采用 Fluent Meshing 对板片间计算流体域模型进行网格划分。使用基于“马赛克”技术的 Poly-Hexcore 网格，该网格能实现六面体和多面体网格的共节点自动连接问题，能有效提高网格质量，提高计算效率，网格划分如图 5 所示。

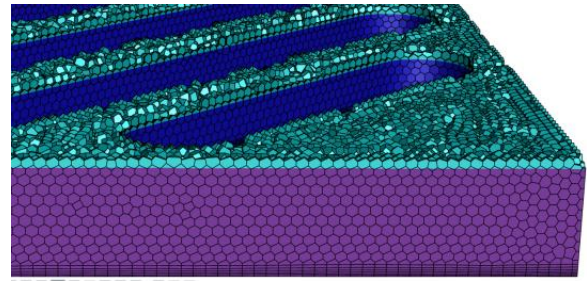


图 5 模型计算流体域网格划分

Fig.5 Model computational fluid domain meshing

以凸台间距为 18mm，进口流速为 0.1m/s，壁面温度为 403K 为例，进行网格无关性验证。利用 Fluent Meshing 对计算流体域网格划分，分别划分为 14.5 万、21.6 万、34.8 万及 59 万网格。由数值模拟可得不同网格数量下的总表面热流密度如表 1 所示。通过比较 34.8 万网格与 59 万网格的结果发现，它们之间误差仅为 0.44%。因此，选取 34.8 万网格的计算流体域进行数值模拟，既能保证计算精度，也能提高计算效率。

表 1 不同网格下总热流密度及误差

Table 1 Total heat flux and error in different grids		
网格数	总热流密度 q (W/m ²)	误差
144649	196238.2	2%
215901	198329	0.95%
347992	199352.3	0.44%
590487	200241.3	—

2 结果与讨论

2.1 流动沸腾换热流动传热特性分析

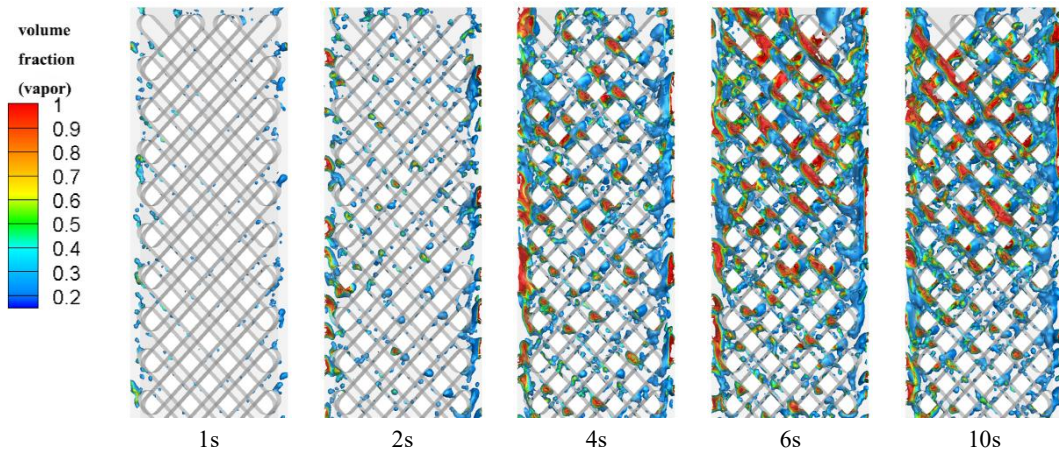


图 6 随时间变化三维汽泡流型图

Fig.6 Three-dimensional bubble flow pattern with time

当板片凸台间距为 18mm, 加热壁面温度 403K 时, 入口流速为 0.05m/s 时, 对计算流体域进行数值模拟, 得到流动沸腾三维汽泡流型图, 如图 6 所示。由于整个流体域纵横比较大, 且该流型在计算流体域末尾较为明显, 因此截取流体域末端来研究观察。由于此模型的流动沸腾为过冷沸腾, 所以水经过板式换热器前段进行加热升温, 到后半部分水达到近饱和状态时产生蒸汽。从图 6 中可以观察到, 随着时间的增加, 汽泡数量逐渐增多。在 1s 时, 板片凸台尾部产生较小的汽泡; 到 2s 时, 凸台间的汽泡越来越多, 并向凸台尾部合并增大, 此时的流型为规则圆形的泡状流。随着时间的推移, 凸台与凸台间的汽泡生长增大, 并沿着凸台尾部的方向移动合并, 由原先的泡状流逐步转变为弹状流, 弹状流继续合并增大, 最终破裂形成不规则形状的混搅流。

图 7 展示了不同入口速度下, 计算流体域内水蒸汽的含气率随时间的变化趋势。含气率 α 随时间的增加先增大至稳定状态后平缓波动。在板式换热器刚启动时, 水由过冷状态吸收板片的热量升温, 接近壁面的水能更快地达到饱和状态, 因此先产生微小的汽泡。随着时间的推移, 汽泡生成的数量越来越多, 汽泡之间合并。达到某一时间点后, 汽泡的生成、破裂及流出达到了一个稳定的状态, 即含气率趋于一个稳定值。图 6 与图 7 分别从汽泡的生成细节和数据方面更好地表明了流动沸腾随时间变化的流动特性。图 8 为不同流速下总热流密度随时间的变化量。当板式换热器启动时, 水历经板片的总热流密度最大, 随着时间增加, 总热流密度趋于稳定。

经过图 7 和图 8 的比较可知, 当入口流速越大, 总的流体含气率越低, 总的热流密度越大。在时间为 10s 时, 入口流速为 0.125m/s 工况下比 0.05m/s 总热流密度增大了 100.7%, 而总含气率则降低了 89.5%。这一现象的主要原因是气体的传热性能要远低于液体, 当流速较低时, 板片间的水需要更长的时间通过凸台板片, 更易在板片表面生成汽泡。这些汽泡在流道中生成合并, 导致气体在计算流体域中所占比重增加, 而汽泡对于流动沸腾有一定的阻碍作用。由于汽泡与板片加热壁面接触, 热阻相较于液体接触壁面较大, 阻碍了热量的传递, 导致凸台板片尾端处热流密度大幅下降。因此, 总热流

密度随着含气率的增大而减小。

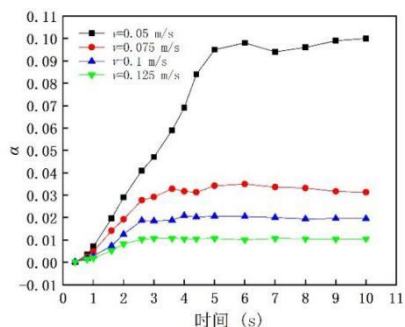


图 7 不同入口流速下随时间变化的含气率

Fig.7 Gas holdup with time at different inlet flow rates

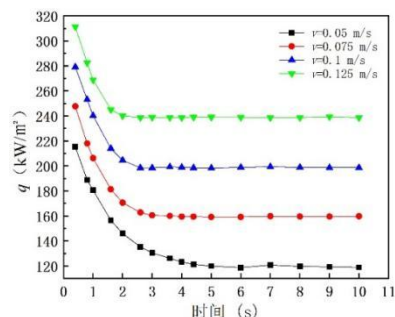


图 8 不同入口流速下随时间变化的总热流密度

Fig.8 Total heat flux with time at different inlet flow rates

2.2 入口流速对流动沸腾传热性能分析

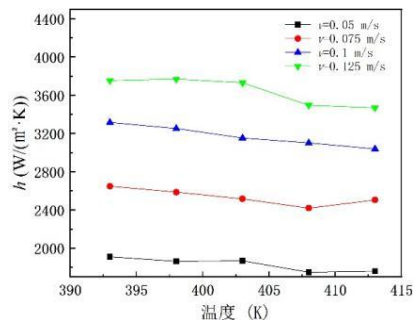


图 9 不同入口流速下对流动沸腾换热性能的影响

Fig.9 Influence of different inlet flow rates on heat transfer performance of flow boiling

保证凸台板片凸台间距 $l=18\text{mm}$, 改变入口水速度, 数值模拟不同工况 (凸台板片的壁温) 下, 水在板片间的流动沸腾换热情况。图 9 为不同流速下, 水与板片的沸腾换热系数随加热面壁温的变化趋势。在相同流速下, 沸腾换热系数随着壁温的升高而降低。这是因为当壁温升高, 水相同时间内能够吸收更多的热量, 并且能够产生更多的汽泡, 而汽泡对传热具有阻碍作用, 导致流体域整体的热阻增加。此外, 在板片的尾端, 水处于过度沸腾状

态,所以沸腾换热系数呈下降趋势。在相同温度下,0.125m/s的流速比0.05m/s的流速下沸腾换热系数提高了96.6%~102.3%,这主要是由于流速增加,使得流体在板片中扰动增大,水以更短的时间通过板片,能够带走更多的热量,生成的汽泡会减少,汽泡合并后未能继续增大就会被水带走,所以含气率会较低。此外较小的汽泡还能增大水流扰动,所以沸腾换热系数会随流速增大而增大。

图 10 为壁温 403K 时,不同入口流速下的局部热流密度云图。由图中可以明显看出,随着流速的增加,凸台板片前端的局部热流密度有了明显的提高,并往后部延续。这主要是因为流速的增大,冲刷了边界层,使其减薄,有利于增强换热。因此板片前端热流密度较高。板片后端水在流动中加热至近饱和状态,产生蒸汽,这些汽泡汇集并形成大的汽泡,而汽泡相较于水有更大的传热热阻,对传热具有一定的阻碍作用,所以板片的后端局部热流密度有明显的降低。板片的左右两端较中间热流密度更大,是因为水经过每个凸台时会产生绕流,从凸台的尾部汇集到了板片的左右两端,增加了局部流速。流速的增加能增强局部换热。

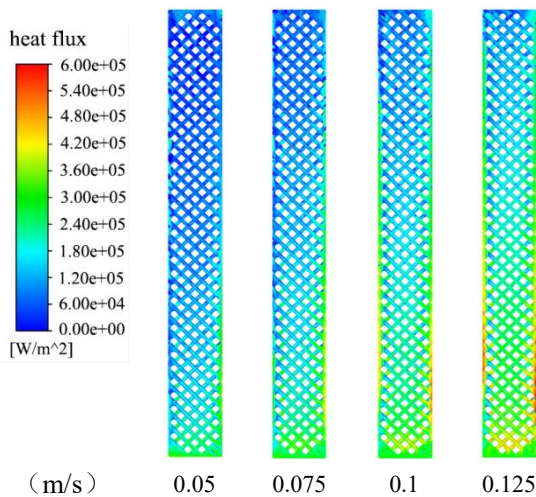


图 10 不同入口速度下局部热流密度云图

Fig.10 Local heat flux cloud image at different inlet velocities

图 11 表明了壁温为 403K 时,凸台板片间计算流体域在达到准稳态时的截面含气率 β 。由图 11 可知,随着水流方向往后,截面含气率越来越大,且流速越大,截面含气率越小。与图 10 中局部热流密度云图进行对比,可见汽泡对于板片的传热有一定的阻碍作用,汽泡与板片附着,板片的局

部热流有明显的减小。

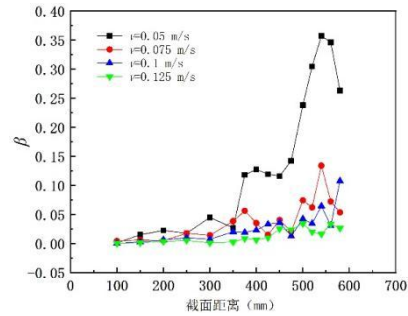


图 11 不同入口流速下截面含气率

Fig.11 Section gas content at different inlet flow rates

2.3 凸台间距对流动沸腾传热性能分析

控制水的入口流速 $v=0.075\text{m/s}$,改变凸台板片的凸台间距 l ,研究其在不同工况下沸腾换热系数和含气率的变化趋势。

图 12 展示了不同凸台间隙对沸腾换热系数的影响。在相同壁温下,当凸台间隙 $l=18\text{mm}$ 时,沸腾换热系数最佳,相较于凸台间距 $l=20\text{mm}$ 提升了 9.05%~14.91%,相较于凸台间距 $l=22\text{mm}$ 提升了 4.34%~10.15%,相较于凸台间距 $l=24\text{mm}$ 提升了 5.48%~9.88%。主要因为在间隙为 18mm 时,板片有更大的传热面积,水在流经板片时,能够带走更多的热量。但随着凸台间隙的增大,当间隙为 20mm 时,沸腾换热系数有很大程度降低,主要是因为凸台数量减少,传热面减小,沸腾换热降低。随着凸台间距进一步增大,凸台与凸台之间有更多的流体经过,生成合并的大汽泡较少,液体与板片接触更多,能带走更多的热量。当间距为 24mm 时,凸台之间的距离达到最大,流体在凸台之间流速最低,对板片边界层的冲刷减弱,所以相较于凸台间距为 22mm 有一定程度的降低。

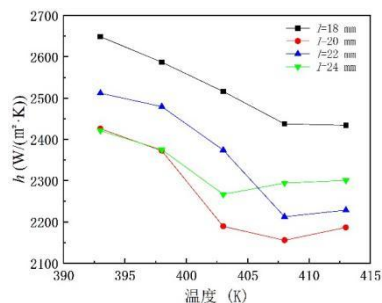


图 12 凸台间隙对沸腾换热系数的影响

Fig.12 Influence of boss clearance on boiling heat transfer coefficient

图13为不同凸台间距下板片间总含气率随壁温的变化趋势。由图13可见,含气率随壁温的升高不断升高,这是因为壁温越高,水随着板片流动能更快地达到近饱和状态,且附着在表面的汽泡吸收热量更多,长大速率更快。当凸台间距为18mm时,含气率最高,但随着凸台间距增大,含气率有一定的降低,但降低幅度很小。这是因为间距较小时,汽泡生成合并对水在流道内流动有一定阻碍作用,致使汽泡越生越多。但随着凸台间距的增大,汽泡在未合并成大汽泡前就被水流带走,从而阻碍大汽泡的生成。

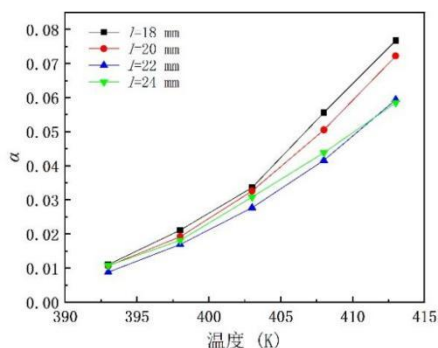


图13 凸台间隙对含气率的影响

Fig.13 Influence of boss clearance on gas content

3 结论

(1) 针对大型商用厨房余热回收,本文提出了一套集制备热水、蒸汽及热风的大型厨房余热回收再利用系统。该系统有效地解决了商用厨房中由于燃料燃烧后高温烟气热量未能得到回收的问题,从而提高了商用厨房的能源利用率。

(2) 本研究对该系统中冷凝端,即板式换热器部分水侧进行数值模拟。研究表明:自来水进入凸台板式换热器中,在凸台板片的扰流作用下,水温提升至近饱和状态,接近板片壁面处会形成小汽泡,随着流动的进行,汽泡逐渐生长增大并合并,由泡状流变为弹状流,弹状汽泡在凸台间碰撞破裂,破裂后在与小汽泡合并形成了不规则的形状,即转变为混搅流。这一现象在一定程度上展现了流动沸腾换热的流场特性。

(3) 通过改变入口流速可以发现,入口流速的增大,对增加流动沸腾换热系数有显著的影响,最高流速相较于最低流速提升了96.6%~102.3%,但流速的增加会减少流道内流体整体的含气率,如

果想要得到更多的蒸汽,可以适当降低入口流速。同时,含气率的增加对流动沸腾有一定的阻碍作用,应当合理处置好流速设置,防止板片后半部分蒸汽过多产生干涸而导致传热恶化。

(4) 通过调整板片的凸台间距进行数值模拟,研究发现:凸台间距 $l=18\text{mm}$ 时,流动沸腾换热系数最好,随着凸台间距的增大,沸腾换热系数降低。这表明凸台间距越小,对流体的扰动程度越大,有利于提升流动沸腾换热的能力。

(5) 因篇幅有限及试验条件有限,本文对凸台板片的结构讨论较少,后续可从凸台高度、凸台倾角等结构参数上继续讨论,还可以搭建实验平台,将实验和数值模拟相结合进行讨论研究。

参考文献:

- [1] 张焱.高效的换热设备——板式换热器[J].化工设备与管道,2005,(1):14-16,3.
- [2] 余建平,焦艳平,刘雨,等.基于响应面分析法的鼓泡板式换热器优化设计分析[J].当代化工,2022,51(5):1160-1168.
- [3] 刘凯,付婷,曾良才,等.内置扰流柱的人字形板式换热器的数值模拟[J].机械科学与技术,2021,40(12):1829-1835.
- [4] Galeazzo F C C, Miura R Y, Gut J A W, et al. Experimental and numerical heat transfer in a plate heat exchanger[J]. Chemical Engineering Science, 2006, 61(21):7133-7138.
- [5] Shirzad M, Delavar M A, Ajarostaghi S, et al. Evaluation the Effects of Geometrical Parameters on the Performance of Pillow Plate Heat Exchanger[J]. Chemical Engineering Research and Design, 2019, 150(2019):74-83.
- [6] Mengdi G, Wenhao P, Qi Z, et al. Multi-objective optimization of non-uniform plate heat exchanger with dimples/protrusions for heat recovery of setting machines[J]. Numerical Heat Transfer, Part A Applications, 2024,85(3):307-327.
- [7] 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.
- [8] 雒宝明.板式换热器流动与传热数值分析[D].兰州:兰州交通大学,2021.
- [9] 秦露雯,李舒宏,赵孝保.开口形微肋阵流动沸腾特性及

- 汽泡生长变化[J].工程热物理学报,2022,43(4):1063-1067.
- [10] 仇富强,李庆普.微肋管内 R513a 流动沸腾换热特性实验研究[J].六盘水师范学院学报,2022,34(2):104-111.
- [11] 贺静,齐迪,林梅,等.肋柱间距对流动沸腾影响的数值研究[J].工程热物理学报,2022,43(12):3352-3358.
- [12] 师艳平,王皓显,李剑锐,等.波纹翅片通道内液化天然气流动沸腾换热特性分析[J].制冷技术,2018,38(2):27-32.
- [13] Yang C M, Hrnjak P. Effect of straight micro fins on heat transfer and pressure drop of R410A during evaporation in round tubes[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018,117:924-939.
- [14] Diani A, Rossetto L. Characteristics of R513A evaporation heat transfer inside small-diameter smooth and microfin tubes[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020,162:120402.
- [15] 郭勇,朱传勇,郭雯,等.扰流结构微通道流动沸腾换热特性的数值研究[J].工程热物理学报,2022,43(5):1296-1303.
- [16] 梅响,姚元鹏,吴慧英.连通微通道内过冷流动沸腾传热强化机理分析[J].化工进展,2022,41(6):2884-2892.
- [17] 师艳平,王皓显,李剑锐,等.波纹翅片通道内液化天然气流动沸腾换热特性分析[J].制冷技术,2018,38(2):27-32.
- [18] 张羽森.内肋-光滑组合式圆管内流动沸腾传热特性研究[D].上海:东华大学,2022.
- [19] Lorenzini D, Joshi Y K. Computational Fluid Dynamics Modeling of Flow Boiling in Microchannels With Nonuniform Heat Flux [J]. Journal of Heat Transfer, 2018,140(1):011501.
- [20] Lee W H. A Pressure Iteration Scheme for Two-Phase Flow Modeling [C]. Multiphase Transport Fundamentals, Reactor Safety, Applications, Washington DC: USA, 1980.