

文章编号: 1671-6612 (2026) 02-171-14

板式蒸发器制冷剂侧入口流动分配特性研究

龚咏华^{1,2} 刘金平^{1,2,3}

(1. 华南理工大学电力学院 广州 510641;

2. 广东省能源高效清洁利用重点实验室 广州 510641;

3. 亚热带建筑与城市科学全国重点实验室 广州 510641)

【摘要】 针对小型钎焊板式换热器制冷剂侧流动分配不均问题, 结合分配孔节流设计与斜纹-人字纹组合板片结构, 通过 fluent 模拟分析了 R32 单相/两相流分配特性。建立三维物理模型, 采用 SST $k-\omega$ 湍流模型与 VOF 两相流方法, 通过试验验证了模拟可靠性。结果表明: 斜纹区左上角存在流体滞留死区, 人字纹区流动集中于中间流道, 导致换热面积利用率降低; 斜纹区左侧通道与人字纹区非连通设计是流体存在斜纹左上角流动死区的主要原因。通过加宽左侧流通通道, 在原有板片结构上微调, 初步改善斜纹区分配均匀性, 为小型板式换热器结构设计提供理论依据。

【关键词】 板式换热器; 流动均匀性; 组合板片结构; 两相流分配

中图分类号 TB657.5/TK124 文献标志码 A

Refrigerant-Side Inlet Flow Distribution Characteristics in Plate Evaporators

Gong Yonghua^{1,2} Liu Jinping^{1,2,3}

(1. School of Electric Power Engineering, South China University of Technology, Guangzhou, 510641;

2. Guangdong Provincial Key Laboratory of Energy Efficient and Clean Utilization, Guangzhou, 510641;

3. State Key Laboratory of Subtropical Building and Urban Science, Guangzhou, 510641)

【Abstract】 This study addresses the issue of non-uniform refrigerant-side flow distribution in small brazed plate heat exchangers (BPHEs). Combining an orifice distribution design with a chevron-corrugated combined plate structure, the flow distribution characteristics of R32 under both single-phase and two-phase conditions were analyzed via Fluent simulations. A three-dimensional physical model was established, employing the SST $k-\omega$ turbulence model and the VOF multiphase flow method. The reliability of the simulations was verified experimentally. The results indicate that a fluid stagnation dead zone exists in the upper-left corner of the chevron-patterned zone, while flow concentrates in the central channels of the herringbone-patterned zone, leading to reduced utilization of the heat transfer surface area. The primary cause of the flow dead zone in the upper-left corner of the chevron zone was identified as the non-interconnected design between the left-side channels of the chevron zone and the herringbone zone. By widening the left-side flow channel and implementing minor structural adjustments to the original plate design, the flow distribution uniformity in the chevron zone was preliminarily improved. This work provides a theoretical basis for the structural design of small plate heat exchangers.

【Keywords】 Plate heat exchanger; Flow uniformity; Combined corrugation structure; Two-phase flow distribution

作者简介: 龚咏华 (2001.10-), 女, 硕士, 研究方向为两相流流动特性, E-mail: gongyonghua_work@163.com

通讯作者: 刘金平 (1962.06-), 男, 博士, 教授, E-mail: mpjliu@scut.edu.cn

收稿日期: 2025-08-01

0 绪论

板式换热器作为一种紧凑高效的换热器,在制冷空调、石油化工、动力机械、食品工业等各个领域广泛应用^[1],板式换热器的传热系数高,是管壳式换热器的3~5倍^[2],在某些工业领域已经或正在取代传统的管壳式换热器和板翅式换热器。与其他类型的换热器相比,板式换热器热回收率高、投资成本较低,且板式换热器具有很大的灵活性,其传热面积和冷却流量都很容易增加或减少,因此常用于扩大和升级工程^[3]。板式换热器流道高度一般仅为2~5mm,在换热过程中产生较大的流动阻力,流体中的较大颗粒或纤维物以及长期流动所形成的污垢易造成流道堵塞,严重影响换热性能^[4]。其中,流动分配不均匀现象尤为突出,板式换热器的流程组合复杂,在同一流程中有多个并联的流道,工作流体在并联流道之间的不均匀分配使换热器换热面积不能得到充分利用,大大降低了换热器的换热性能^[5]。

GALEAZZO等^[6]针对四流道平板板式换热器单流程(串联布置)和两流程(并联布置)这两种情况进行数值模拟,用单相的模拟结果与试验结果进行比较,串联布置的流道间流体分配不均匀问题优于并联布置,SRIHARI等^[7]以单流程(U形和Z形)板式换热器为对象,分析单相流体的换热情况,Z形布置结构比U形布置结构的换热启动时间更长,流道间流体分配不均匀现象更加明显。考虑到单流程板式换热器的流道间流体非均匀分布,RAO^[8]在Baussiouny模型的基础上提出基于流量变化的传热系数表达形式,用每个流道不同的传热系数来代替统一的传热系数。对于复杂流程结构的板式换热器中流道流体分配不均问题,SRIHARI^[9]和DAS把多流程看作为多个单流程的组合,分别进行单相流体换热的参数化分析。研究板式换热器内的流动特性和换热性能,对相邻两板片的独立通道进行单独分析,可最大程度减少因板式换热器内流道流量分配不均导致的模拟和实验误差。

Li和Hrnjak^[10]通过三维打印透明管道窗口,观察换热器入口集管通道间的R134a两相流分布,制冷剂的流动状态是周期性的,在流动过程中由于蒸汽顶角堆积会间歇性出现液体堵塞流,增大入口蒸汽质量可改善液态制冷剂的分布,但板片流道间压力分布不均现象更加明显。在流动沸腾中,传热特

性由热流密度而非质量流率决定。板片通道尺寸足够小,可以被视为微通道,蒸汽气泡被通道壁面限制,Palm B^[11]认为可以通过使用通道入口分配器来确保平行通道之间的流体均匀分布,获得好的传热性能。仇嘉^[12]在板片入口通道增加分配器改变流体流入方向,流体分配均匀性显著提升,但两相流动的优化效果不如单相流体明显。Mudhafar M A H^[13]通过仿真实验表明,板式换热器添加分配器后,蒸汽相的两相流分布显著改善,但液相的流动分布在低雷诺数条件下更佳。Yun Zhang^[14]和Haitao Hu^[15]都从分配器的结构参数进行换热性能优化,通过调整分配器的角度和尺寸,改善板式热交换器中两相制冷剂流量分布。Tered^[16]测量商用板式换热器的局部端口压力分布,确定板内通道的非均匀流量分布随流速增加而增加、随孔径增大而减小。王宏建^[17]选择调整入口角孔的尺寸,设置收缩式角孔通道,避免入口通道末端产生涡流区干扰流道间流量分配不均。

上述文献主要对板式换热器的板片流道分配不均现象进行研究和优化,板式换热器依靠相邻板片构成薄板型空腔结构使冷热流体交替通过实现换热,板间流动均匀性对板式换热器的换热性能也至关重要。人字形波纹结构作为板式换热器的主流设计结构,H Martin^[18]认为换热板片的波峰和波谷相对于主流动方向的倾角是影响流体摩擦和热传递的最重要的结构参数,通过调整波纹结构可使板间出现交叉流和纵向波浪流两种流动。Gusew S^[19]研究板式换热器在湍流状态下单相流动阻力,结果表明板片波纹的人字形倾斜角度不同,板片流动通道的摩擦因数受流动特征长度影响的变化趋势也不同。除人字形波纹结构外,部分学者将仿生学原理应用到板片波纹结构上,如魏文建^[20]提出“鱼鳞”点波结构板片,增强流体侧向扰动来改善气液两相分配均匀性;Gurel^[21]在板片引入人体肺部形状的结构,设计肺型换热板片增强换热。对于板式换热器流动均匀性的结构优化,前人已经从入口角孔的形状布置和板片纹路形状设计改进,在入口管道增加分配器能够缓解由制冷剂非连续稳定流入导致的分配不均现象,在小型或板片较短的板式换热器内,由于制冷剂质量流率和干度的影响,流体无法充分发展,传统分配器结构对板片换热的优化效果甚微。同时,板片的波纹结构设计可以按照Gusew

S^[19]提到的三组件模型: 入口、出口分布区和中间波纹区进行分区设计组合, 在节约经济成本的情况下, 使板式换热器的成本效益最大化。

本研究通过计算流体力学的分析方法, 针对小型钎焊板式换热器作制冷用蒸发器时, 制冷剂侧板间通道流动分配不均问题进行讨论, 模拟单相和两相流体在板片通道内的流动情况, 分析流体在波纹组合设计型板片内的流动特性, 为小型或板片较短的板式换热器性能优化提供理论依据。

1 模型建立

1.1 物理模型

1.1.1 人字纹换热板片结构

板式换热器的板片纹路采用斜纹和人字纹组合, 板片结构分为三大板块, 入口斜纹分流区、人字纹换热区和出口斜纹汇流区。板片实际尺寸长 333mm, 宽 120mm, 板片间流体沿长 333mm 方向垂直流动。以板片流体流动的法相方向为轴, 将物理模型按功能分区进行分段模拟, 可清晰地分析不同板片波纹结构对流体流动均匀性的影响。小型钎焊板式换热器的流体在入口通道内无法充分发展, 流体流入时的蒸气质量和质量通量会影响板片的传热系数^[22]。在板片的制冷剂入口处增加分配孔结构, 分配孔是入口分配器的简化设计, 减少因入口管道柱塞流导致的制冷剂分配不均问题, 且分配孔通道狭窄, 对入口角孔通道分配到板间的制冷剂进行节流增压, 提高制冷剂的蒸气质量占比, 可有效改善板片内流体流动分配不均匀的问题。

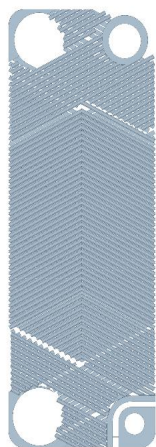


图 1 换热板片制冷剂侧流动区域

Fig.1 Refrigerant-side flow domain of heat transfer plate

制冷剂经 0.65mm×0.45mm 的分配孔节流后, 流入板片下端的斜纹分流区。对相邻两板片间独立通道的流体进行流动分析, 简化传热条件, 不考虑上、下板片的厚度影响, 将两块板片间的流动区域抽出进行建模, 图 1 是两板片间制冷剂的流动空间。

1.1.2 斜纹型区域

制冷剂在板片间通道的流动方向大致如图 2 所示, 制冷剂按并联流程分配, 流动方向自下而上。入口第一阶段和出口第三阶段的板片纹路均为斜纹型。板片的三大板块由板片的单层凹槽通道进行连通, 连接宽度为板片间流动模拟域的一半, 截取板片入口处的 V 形区域来模拟板片设计第一区域, 板间制冷剂在入口斜纹区域的流动状态。同时, 简化制冷剂在制冷剂入口角孔通道的流量分配问题, 假设流入单个板间通道的制冷剂质量流量保持恒定, 只保留微小分配孔通道结构模拟分配孔的节流流入现象。

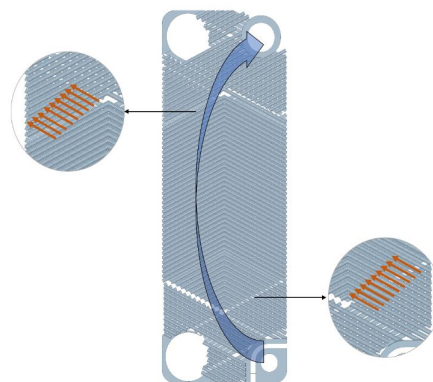


图 2 板片间流体流向

Fig.2 Fluid flow direction between plates

板片流动模拟域宽 112mm, 板片斜纹型波纹倾角 63.5°, 波纹深度 1.29mm, 法相间距 4.1mm, 前后板片纹路交错排列, 图 3 为流体在板间流动第一阶段的 V 形区域物理建模模型。

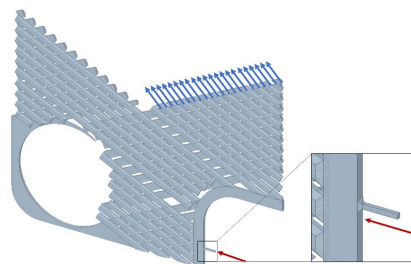


图 3 板片间入口斜纹区域建模及流体流向

Fig.3 Modeling of inlet chevron region and flow direction between plates

1.1.3 人字纹型区域

板片中段波纹设置为人字纹型，波纹中心夹角127°，流体以交叉流型流经板间流道，流动区域简化如图4所示。人字纹型可视为流动单位结构重复排列，波纹深度1.29mm，法相间距4.1mm。人字纹型区域与入口斜纹区域通过右侧上层板片的单层凹槽流道联通，流体自右下方流入板间通道，从上方对称人形排列的出口流出，继续衔接到波纹倾角为63.5°的出口斜纹型区域，定向汇流至板上端出口角孔通道流出。保持人字纹型区域宽112mm，流体流向方向缩短至实际长度的1/3，在保证能充分观察到板间通道内流体流动特性的基础上，提高计算速度。

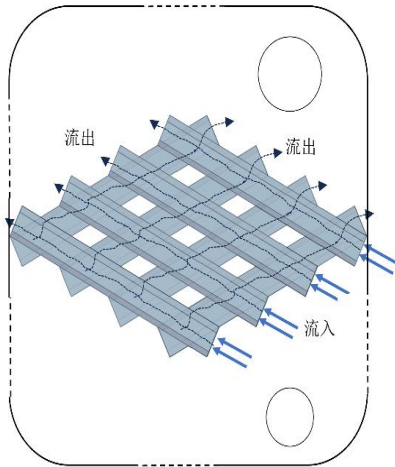


图4 人字纹型流动区域（部分）

Fig.4 Herringbone-patterned flow domain (partial section)

1.2 数学计算模型和边界条件设置

1.2.1 数学模型

研究板间通道的流体流动特性及分配均匀性，取入口区域V形和部分主换热的平行四边形人字纹区域作为代表计算域，分别对水和制冷剂R32分别进行单、双相的流动模拟分析。板式蒸发器工作时，制冷剂的流入状态为气液混合两相流，在模拟流动过程中，假设流体定常流动，各物理特性不随时间变化发生改变，且制冷剂与壁面不存在换热，忽略制冷剂干度的变化。简化计算干扰项，忽略制冷剂在板片流动过程中由于黏性耗散作用产生的热量，忽略由于干度变化导致的密度差异引起的浮升力。

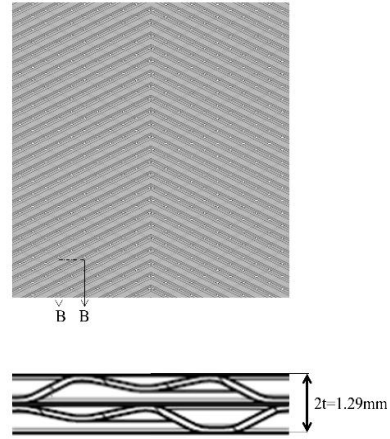


图5 板片结构参数

Fig.5 Geometric parameters of plate structure

板间流道等效高度取1.29mm（见图5），0.65mm×0.45mm的分配孔按圆筒等效直径计算，板式蒸发器进出口压降和入口流量已知，计算得到对应模拟计算域的进出口压力和入口流量。

分配孔处流动压降采用膨胀阀节流公式：

$$M_r = C_D A_v \sqrt{2(p_{vi} - p_{vo}) / v_{vo}} \quad (1)$$

式中： M_r 为质量流量，kg/s； C_D 流量系数取0.35； A_v 为通道面积， m^2 ； p_{vi} 为进口压力，Pa； p_{vo} 为出口压力，Pa； v_{vo} 为制冷剂进口比容， m^3/kg 。

制冷剂在板片内流动压降按homogeneous均相模型计算。

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta L} \right)_{TP} = \frac{2f_{TP} G^2}{D \rho_{TP}} \quad (2)$$

$$\begin{cases} f_{TP} = \frac{16}{Re_{TP}} & Re_{TP} < 2000 \\ f_{TP} = 0.079 * Re_{TP}^{-0.25} & Re_{TP} > 2000 \end{cases}$$

式中： G 为质量流量，kg/s； D 为等效直径，m； ρ_{TP} 为制冷剂密度， kg/m^3 。

制冷剂经分配孔通道节流后，流动截面积骤增，流速迅速减小。计算制冷剂在板片间通道的内部流动，湍流模型选择k-Omega SST模型，相较于标准k-Omega模型，SST k-Omega模型额外考虑了湍流剪切应力的传输在湍流粘度定义中的影响。开启low Re修正，可以更加精确地计算空间内部的强曲率流动和射流，并且近壁流动也更加准确。

SST k- ω 模型：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k + G_b$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + \quad (4)$$

$$G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega + G_{\omega b}$$

式中: G_k 为由于平均速度梯度产生的湍流动能生成量; G_ω 为 ω 的生成量; Γ_k 和 Γ_ω 分别为 k 和 ω 的有效扩散率; Y_k 和 Y_ω 为由于湍流引起的 k 和 ω 的耗散; D_ω 为交叉扩散项; S_k 和 S_ω 为定义源项; G_b 和 $G_{\omega b}$ 考虑了浮力项。

k - ω 模型的有效扩散率:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (5)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (6)$$

式中: σ_k 和 σ_ω 分别为 k 和 ω 的湍流普朗特数; 湍流粘度 μ_t 通过结合 k 和 ω 计算。

$$\sigma_k = \frac{1}{F_1 / \sigma_{k,1} + (1 - F_1) / \sigma_{k,2}} \quad (7)$$

$$\sigma_\omega = \frac{1}{F_1 / \sigma_{\omega,1} + (1 - F_1) / \sigma_{\omega,2}} \quad (8)$$

$$\mu_t = \alpha^* \frac{\rho k}{\omega} \quad (9)$$

系数 α^* 抑制湍流粘度, 从而产生 low Re 修正。

$$\alpha^* = \alpha_\infty^* \left(\frac{\alpha_0^* + Re_t / R_k}{1 + Re_t / R_k} \right) \quad (10)$$

式中: $Re_t = \frac{\rho k}{\mu \omega}$; $R_k = 6$; $\alpha_0^* = \frac{\beta_i}{3}$;

$\beta_i = 0.072$; 模型常数 $\sigma_{k,1} = 1.176$; $\sigma_{\omega,1} = 2$; $\sigma_{k,2} = 1$; $\sigma_{\omega,2} = 1.168$ 。

1.2.2 边界条件

边界条件设置如下:

(1) 进口条件采用质量流量入口, 单相流动情况下质量流量为 0.00106kg/s。两相流动时, 质量流量不变, 入口干度为 0.18, 气相质量流量设为

0.000189kg/s, 液相质量流量为 0.000871kg/s。

(2) 出口条件设置压力出口, 根据均相模型计算, 出口压力设置表压 1128241Pa, 蒸发操作压力 1139833Pa。

(3) 对单相、两相流进行纯流体流动分析, 静止壁面, 表面无剪切滑移, 设置为绝热壁面。

(4) 两相流动模拟采用 VOF 模型, 表面张力模型选择连续表面力, 存在壁面黏附力。

1.3 分析流程

本研究对水和 R32 两种工质的单相、两相流的流动进行模拟, 将水的模拟结果与试验系统测得数据进行对比, 验证仿真模型的合理性, 模拟制冷剂 R32 在板内的流动过程, 完整技术路线图如图 6 所示。

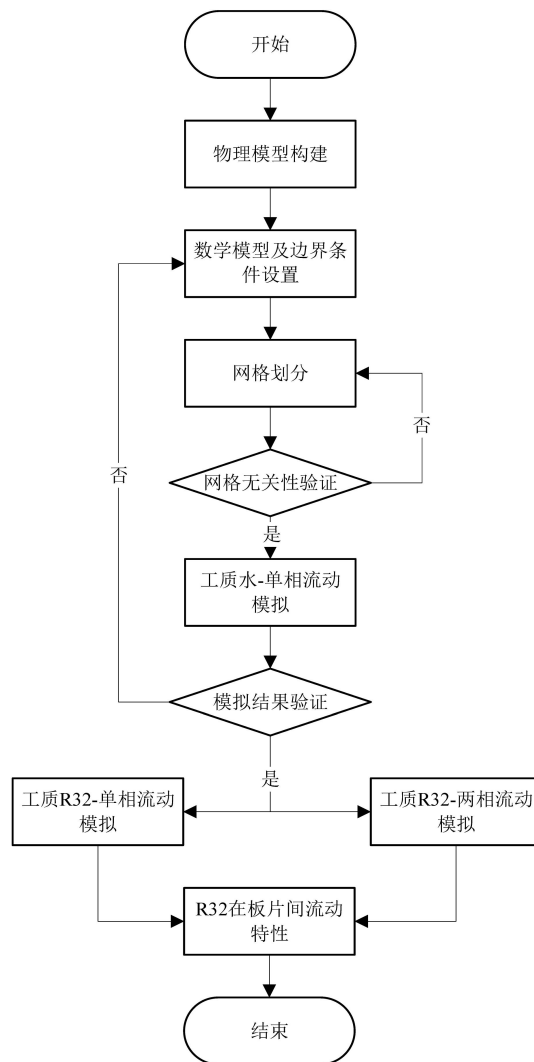


图 6 研究过程示意图

Fig.6 Schematic diagram of research methodology

1.4 网格划分及无关性验证

板式换热器上、下流道交错分布，流动单元如图7所示，采用fluent meshing非结构化四面体网格进行划分，边界层网格数为三层，保证y+值小于1，在节约计算空间的基础上保证流动模拟的准确性。

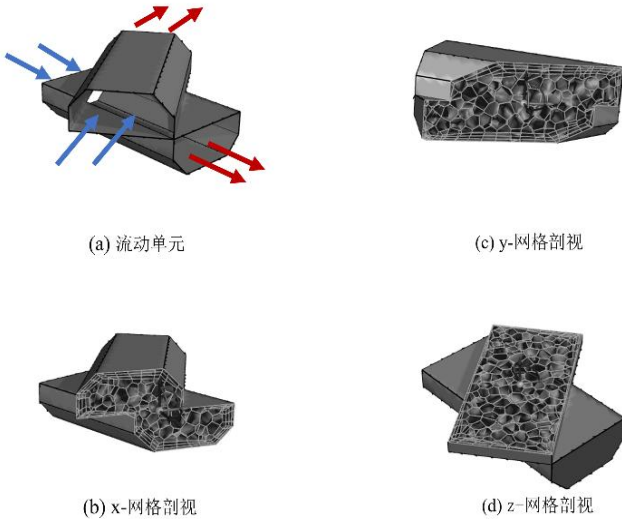


图 7 流动单元及网格剖视图

Fig.7 Flow cell configuration and cross-sectional grid view

改变网格步长，保持网格划分方式不变，边界

层为3层，增长率1.2，进行网格无关性验证。模拟边界条件设置为质量流量入口和压力出口，分别监测纯液相和纯气相的制冷剂进出口压降。

由于制冷剂在板片间流道中流动时是气液两相流状态，且流动雷诺数Re低于2000，假设制冷剂在板片间通道内均相流，可通过Chisholm修正将两相流的压降与单相液流和单相气流的压降联系起来，对板内流动的制冷剂压降进行修正，计算出制冷剂在流动过程中的压降。

$$\Delta P = \Phi_{ch}^2 \Delta P_L \tag{11}$$

式中：两相流的修正倍数如式（12）所示。

$$\Phi_{ch}^2 = 1 + (Y^2 - 1) \left[Bx^{(2-n)/2} (1-x)^{(2-n)/2} + x^{2-n} \right] \tag{12}$$

式中，Chisholm定义的参数Y如式（13）所示。

$$Y^2 = \frac{(\Delta P / \Delta L)_G}{(\Delta P / \Delta L)_L} \tag{13}$$

式中：n为Blasius摩擦系数表达式的指数（n=0.25）；Chisholm参数B与Y的取值有关，0<Y<9.5时，总流量m_total<500kg/m²s，B=4.8。

在不同网格步长下，板片内进出口压降如表1所示。

表1 不同单元网格步长下板片压降

Table 1 Plate pressure drop under varying grid step sizes

网格步长/mm	网格总数	液相压降/Pa	气相压降/Pa	Chisholm 关联式两相计算压降/Pa
1.37	212474	1877.8	15812.3	15110.52
1.08	216712	1863.2	15021.8	14359.1
0.66	403462	1767.6	14106.9	13485.46
0.46	2970714	1872.8	14327.8	13700.53

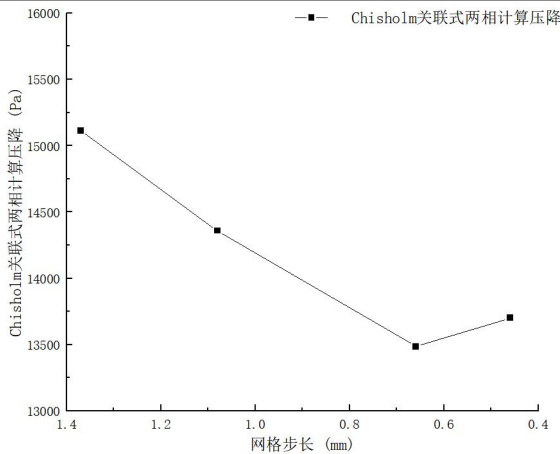


图 8 板片压降随单元网格步长变化规律

Fig.8 Variation of plate pressure drop with grid step size

图8是不同网格步长下，fluent监测到的进出口压降经Chisholm修正后的两相压降变化图，当网格步长小于0.66mm后，压降的变化量低于1%。且当网格步长为0.46mm时，网格数量2970714，远大于0.66mm时的403462，模拟计算压力过大，最终选定0.66mm作为网格步长，符合测量精度和算力要求。

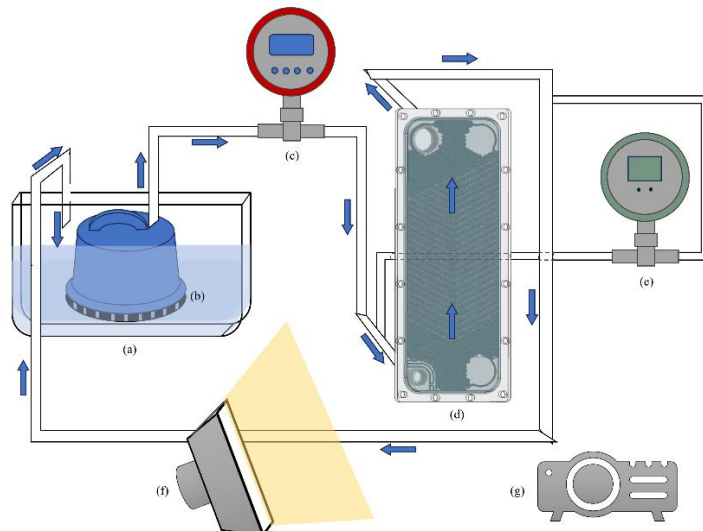
1.5 仿真模型验证

1.5.1 实验系统介绍

验证数值模型在斜纹型和人字型结合板片流动模拟的准确性，使用透明树脂材料3D打印制冷剂流动侧对应结构的透明板片，搭建了可视化流动实验系统。该系统主要由水槽、潜水泵、微量齿轮流量计、目标板片、压差变送器、高速摄像机和数

据采集系统组成。实验工质为纯净水, 通过潜水泵送入透明板片, 待板间通道进出口压差稳定, 板内水流稳定流动后, 从板片入口管道位置注入荧光素

钠染料溶液。在光照环境下, 由高速摄像机记录染料在板片流道内的动态分布过程, 进行板内流体流动的可视化试验, 试验装置如图9所示。



(a) 水槽; (b) 潜水泵; (c) 微量齿轮流量计; (d) 试验透明板片; (e) 压差变送器; (f) 射灯; (g) 摄像机

图 9 试验装置图

Fig.9 Experimental setup

1.5.2 实验条件

板片入口质量流量控制为3.2~4.0L/h, 板片进出口压差保持3.2kPa, 一次性向板片内注入25mL

的荧光素钠溶液, 在强光环境下拍摄溶液从板片入口到出口的流动全过程, 每隔2s记录流体在板片内的分布情况。

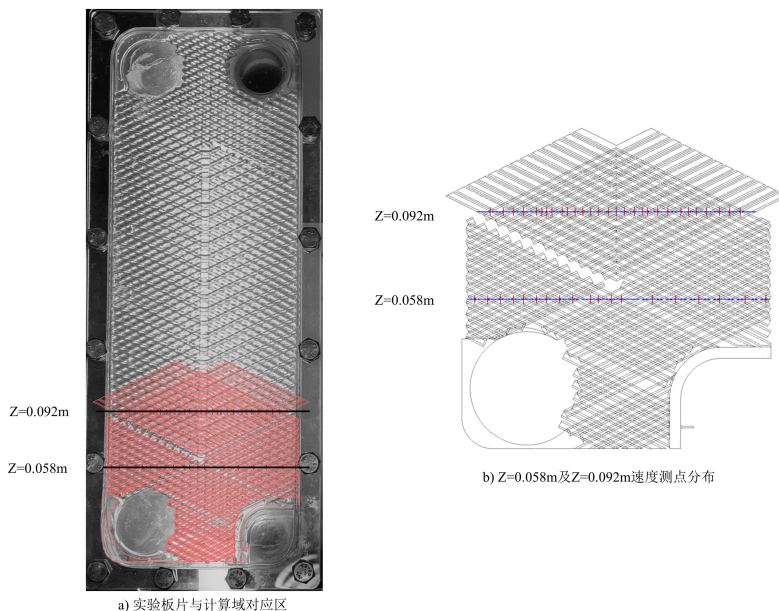


图 10 实验流速测点布置

Fig.10 Layout of experimental velocity measurement points

在板片入口斜纹区 ($Z \approx 0.058m$) 和人字纹区 ($Z \approx 0.092m$) 的水平线上分别设置两条流动分布趋势观察线, 如图10所示, 与模拟中选取的虚拟速度

监测点位置对应。在入口质量流量为0.018kg/s的相同条件下, 将实验图像捕捉的流体流道分布图像与CFD模拟结果进行对比。

1.5.3 实验结果分析

荧光素钠溶液用时20s从单个板间通道内流入流出，使用MATLAB进行图片色彩捕捉处理，板间流体流动存在分布不均现象，在蒸发用板式换热器的制冷剂侧，制冷剂主要集中在板间制冷剂进、出口方向单侧流动。溶液在前14s内在板片入口段流动发展，在人字纹区域的流动较快，6s从中段流至出口，流体在板片内流动发展不平衡问题主要体现在板片入口分配段。流体优先纵向发展，在同一水平线位置上，板片右侧流体流速明显大于左侧，入口斜纹分配区域的左上角存在流动空隙，仅靠水侧入口旁狭窄通道，流体难以均匀向上流动。

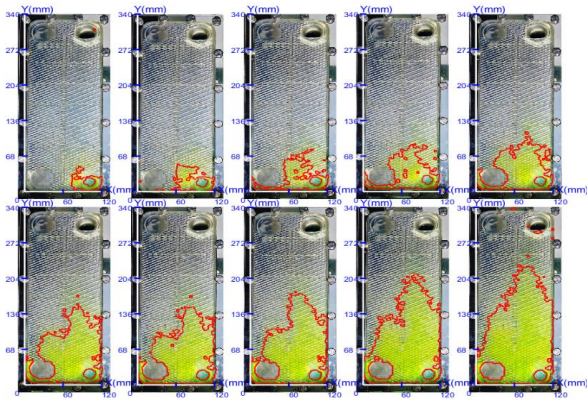


图 11 荧光染料在板片内流动分布

Fig.11 Fluorescent dye distribution in plate flow channel

将模型工质设置为纯液态水，入口条件设置为质量流量0.018kg/s，分别取水平位置 $Z=0.058m$ 和 $Z=0.092m$ 上若干点的速度进行拟合，如图12和图13所示。

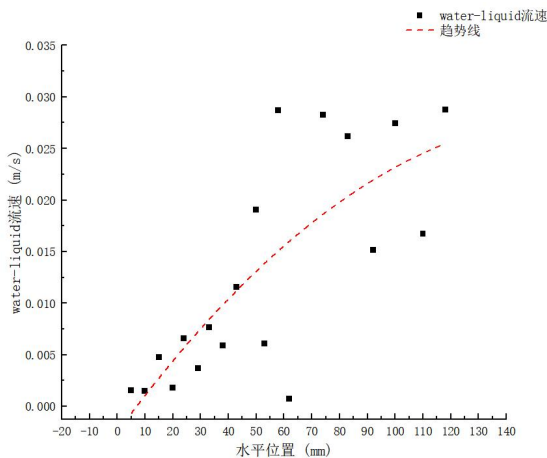


图 12 $Z=0.058m$ ，纯液态水流速分布

Fig.12 Velocity distribution of pure liquid water at $Z=0.058m$

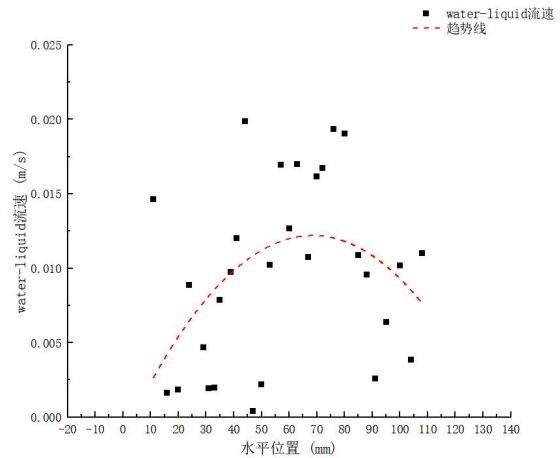


图 13 $Z=0.092m$ ，纯液态水流速分布

Fig.13 Velocity distribution of pure liquid water at $Z=0.092m$

当 $Z=0.058m$ ，水平位置未超过斜纹区域，板片右侧流体流速明显高于左侧，与图10中前10s内流体流动发展趋势一致。待流体流入人字纹交叉流区域， $Z=0.092m$ 时，水平位置的中间偏右部分流速远高于板片边缘，流体流动趋势呈子弹型向上发展，与图11中后10s流动状态吻合。

对比结果表明，数值模拟能够较好地复现实验观测到的流动不均匀现象。如图14所示，无论是在斜纹区还是人字纹区，模拟与实验的流速分布在趋势上高度一致，均显示出右侧流速高于左侧、中间区域流速较高的特征。为量化模拟精度，对比计算所有监测点的平均相对误差(MRE)与均方根误差(RMSE)，其定义如式(14)和式(15)所示。

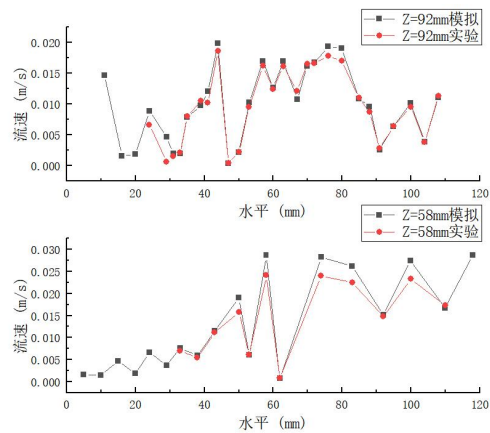


图 14 实验与模拟在 (a) $Z=0.058m$ 与 (b) $Z=0.092m$ 水平线上的流速分布对比

Fig.14 Comparison of velocity distribution between experiment and simulation on the horizontal lines of (a) $Z=0.058m$ and (b) $Z=0.092m$

$$MRE = \frac{1}{N} \sum_N \left| \frac{E_i - S_i}{S_i} \right| \times 100\% \quad (14)$$

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum (E_i - S_i)^2} \quad (15)$$

式中: E_i 为测点的实验值, 通过origin图像数字采集法提取; S_i 为测点的CFD计算值; N 为测点数量。

斜纹区和人字纹区速度的 MRE 和 $RMSE$ 如表2所示, 误差均在工程可接受的10%范围内, 证明了所建立的CFD模型、网格划分策略及边界条件设置对于模拟板片内复杂流动是合理且可靠的, 可用于后续对R32工质的流动特性进行深入研究。

表2 CFD模型验证误差分析

Table 2 Error analysis of CFD model validation

区域	平均相对误差 (MRE)	均方根误差 (RMSE)
斜纹区 (Z=0.058m)	9.75%	0.002719m/s
人字纹区 (Z=0.092m)	9.91%	0.001281m/s

综合对比, 板片内流体流动模拟建立合理, 可以用来模拟计算制冷剂R32在板片内的流动分布情况。

2 模拟结果分析

2.1 评价参数

板片内流体持续流动, 流体不可压缩。研究流体流动特性, 流动计算模型选择瞬态计算, 减小流体瞬态变化对流动状态获取的影响, 可对流体流动进行定量分析。

(1) 流速

在流动方向的同一水平面上, 记录流道截面各点平均流速。若板内流体流动分布均匀, 同一水平线上流体流速应均匀相等, 可通过判断流体流速的变化趋势, 总结板内流体流动规律。

量化评价板片内流动分配的均匀性, 引入流量不均匀度系数 U 和最大最小流量比 R 两个关键评价指标。

流量不均匀度系数 U :

$$U = \frac{\sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (Q_i - \bar{Q})^2}}{\bar{Q}} \times 100\% \quad (16)$$

式中: N 为所评估截面上的流道总数; Q_i 为第 i 个流道的质量流量; \bar{Q} 为所有流道的平均质量流

量; U 值越小, 代表流动分布越均匀; $U=0$ 表示理想状态的绝对均匀。

最大/最小流量比 R :

$$R = \frac{Q_{\max}}{Q_{\min}} \quad (17)$$

式中: Q_{\max} 和 Q_{\min} 分别为所有流道中的最大和最小质量流量。 R 值越接近于1, 说明流动均匀性越好。

在后续的结果分析中, 将主要采用不均匀度系数 U 对不同区域、不同优化方案的流动均匀性进行定量评估与对比。

(2) 压降

板片的斜纹型波纹区域与人字型波纹区域之间的连接为板片单侧通道, 判断流体流入下一区域时是否均匀稳定, 观察截面处压力分布。

(3) 含气率

板式换热器换热过程中, 蒸气的质量含量影响板式换热器的换热性能, 液相分布越均匀, 板片间流体的换热效果越好。因此, 监控两相流流体在板内流动过程中含气率, 可以推断在设定入口干度下, 制冷剂在板间通道的流动换热效果。

(4) 流通通道数目

流体在板式换热器中自下而上流动, 流道交错排列, 可视为单个流动单位堆叠排列。按竖直流动方向规定流体流通流道, 根据出口或流道顶端流体流速判断该流道是否流通, 通过流通流道数目判断板内流体分配的均匀性。

2.2 斜纹型区域流动

图15到图17是斜纹型区域和人字型区域组合模拟的板内流动分配结果。分别在斜纹区和人字纹区取两条代表性水平线上的数据进行分析。

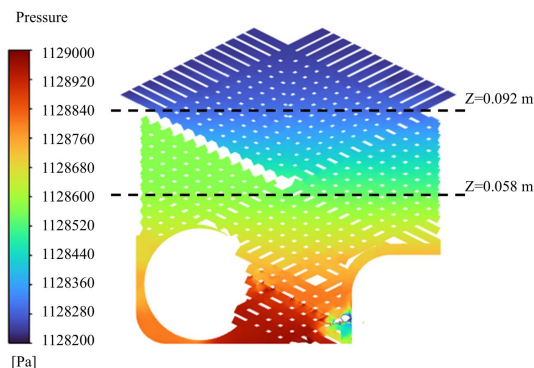


图15 组合型板片间压力分布

Fig.15 Pressure distribution in hybrid-plate channel

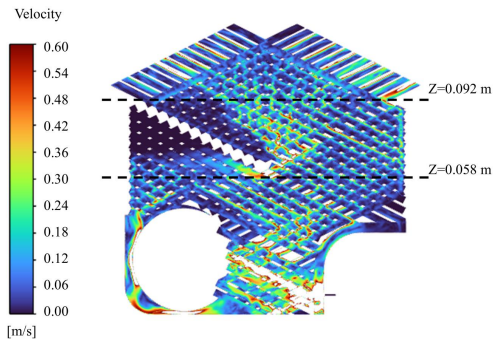


图 16 组合型板片间速度分布

Fig.16 Velocity distribution in hybrid-plate channel

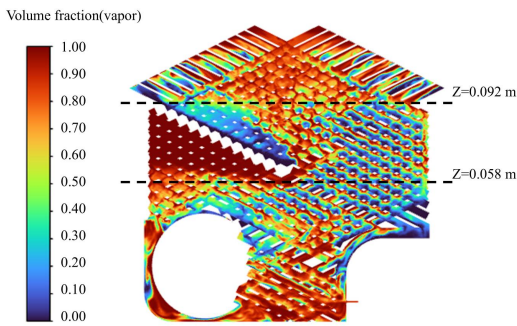


图 17 组合型板片间含气率

Fig.17 Void fraction distribution in hybrid-plate channel

取水平面上的点位进行速度监测，纯液相R32和纯气相R32在Z=0.058m处的流速分布图如图18和图19所示，可以看出R32在纯液相和纯气相流态下，流速大小存在差异，但流速在水平面的分布趋势相似。板片模拟区域宽120mm，流速最高点集中在水平坐标60mm的中心位置，且板片右侧流速明显高于左侧，说明板片内制冷剂流动存在分配不均匀现象，且趋向分布于板片两区域衔接处。

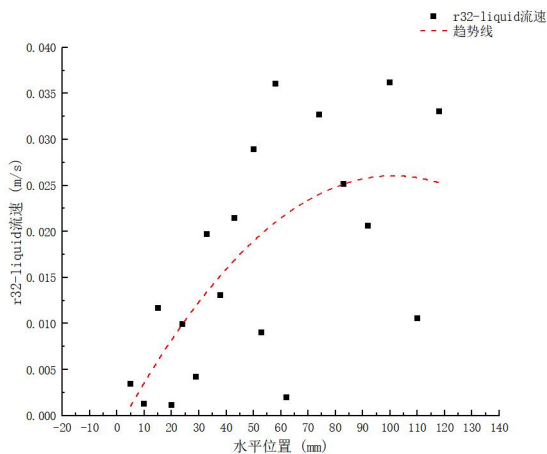


图 18 Z=0.058m, 纯液相制冷剂流速分布

Fig.18 Pure liquid-phase refrigerant velocity distribution at Z=0.058m

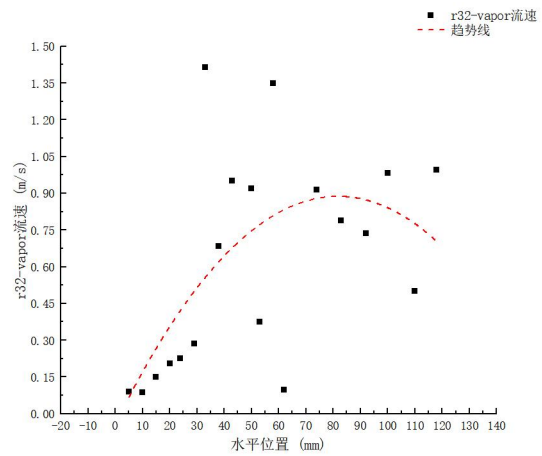


图 19 Z=0.058m, 纯气相制冷剂流速分布

Fig.19 Pure gas-phase refrigerant velocity distribution at Z=0.058m

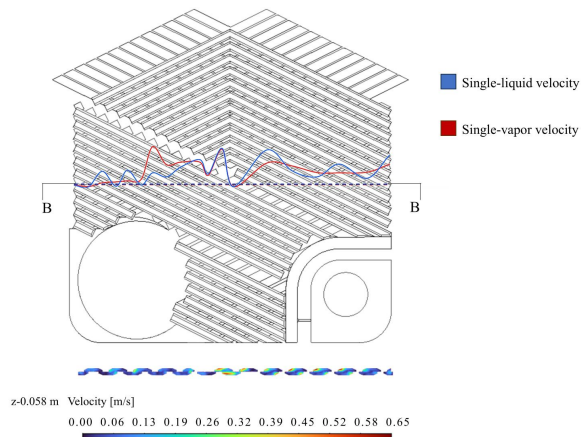


图 20 Z=0.058m, 板片剖面流速分布

Fig.20 Cross-sectional velocity profile at Z=0.058m

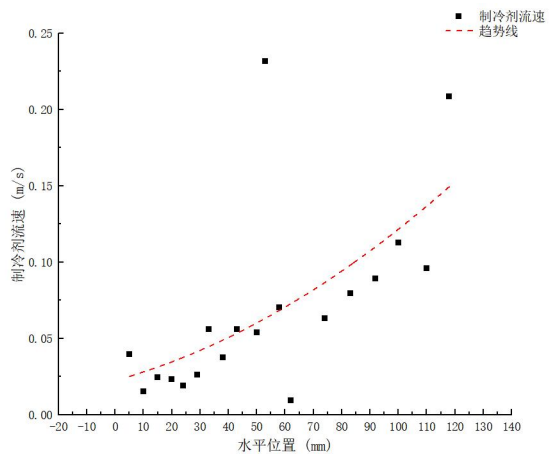


图 21 Z=0.058m, R32 两相流流速分布

Fig.21 R32 two-phase flow velocity distribution at Z=0.058m

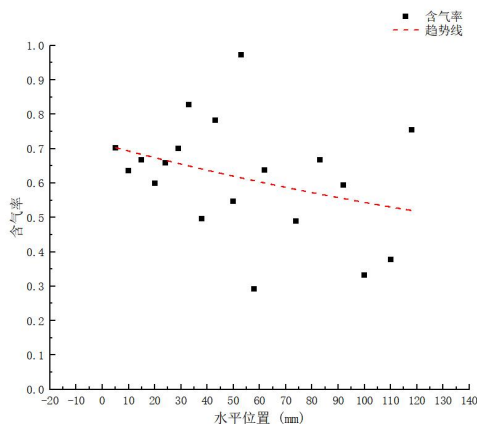


图 22 $Z=0.058\text{m}$, 板片内含气率

Fig.22 Void fraction distribution in plate channel at $Z=0.058\text{m}$

两相流情况下, $Z=0.058\text{m}$ 处的制冷剂流速及含气率如图21和图22所示。结合图20剖面流速云图, 制冷剂两相流状态下, 在同一水平位置的流速分布趋势与纯气相、纯液相相同, 流体集中分布在板片右侧, 人字纹型V形区域的左上角部分液相制冷剂几乎不流通。含气率几乎均匀分布, 但左侧区域蒸气含量略高于右侧, 佐证了此结构下制冷剂分配不均匀, 左上角换热面积无法被利用的结论。

2.3 人字纹区域流动

水平高度 $Z=0.092\text{m}$ 上各点的流速和含气率, 代表了缩短后的人字纹型区域出口状态。图23和图24分别是 $Z=0.092\text{m}$ 处, 纯液相和纯气相制冷剂流速分布及趋势, 可以看出当人字型上端左右两侧都允许流体流出时, 流体流速分布较斜纹区域单侧出口更为均匀, 结合图25的截面速度分布云图, 流体高速流动区域集中在中间部分, 左右两侧近出口部分流速都较低。

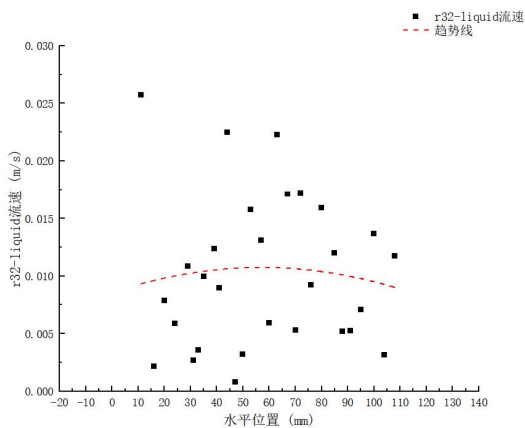


图 23 $Z=0.092\text{m}$, 纯液相制冷剂流速分布

Fig.23 Pure liquid-phase refrigerant velocity distribution at $Z=0.092\text{m}$

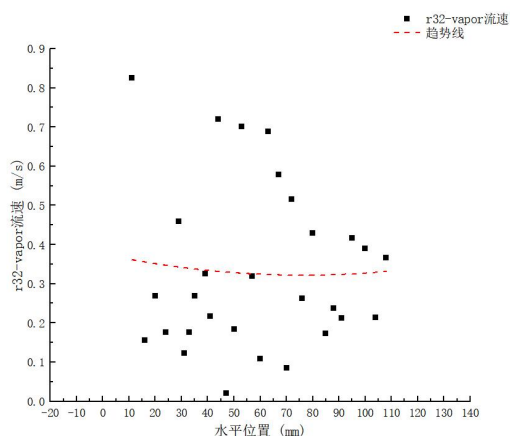


图 24 $Z=0.092\text{m}$, 纯气相制冷剂流速分布

Fig.24 Pure gas-phase refrigerant velocity distribution at $Z=0.092\text{m}$

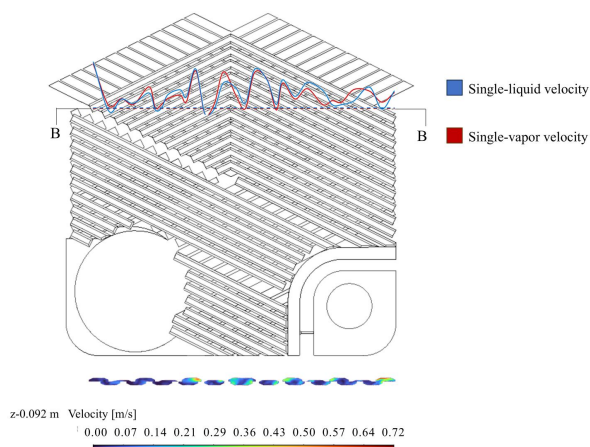


图 25 $Z=0.092\text{m}$, 板片剖面流速分布

Fig.25 Cross-sectional velocity profile at $Z=0.092\text{m}$

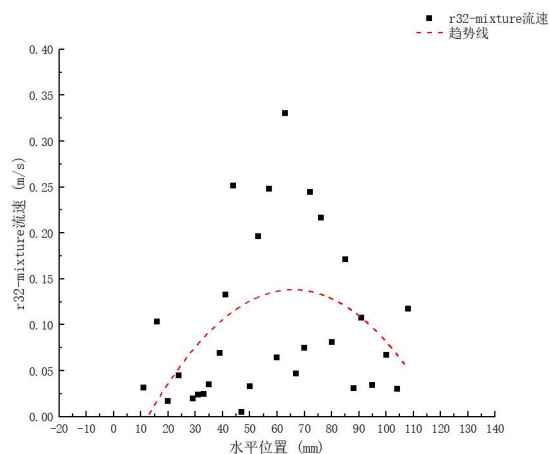


图 26 $Z=0.092\text{m}$, R32 两相流流速分布

Fig.26 R32 two-phase flow velocity distribution at $Z=0.092\text{m}$

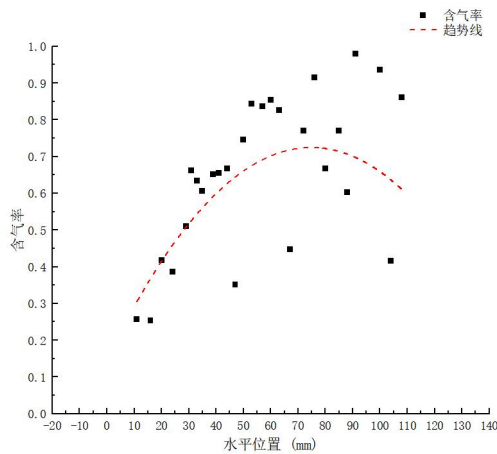


图 27 Z=0.092m, 板片内含气率

Fig.27 Velocity distribution under three side-channel configurations at Z=0.058m

制冷剂两相流流动过程中,图26可以看出流体在板间流动分布趋势跟单相流动监测结果相同,且中间部分流速高于左右两侧趋势更加明显。与斜纹型近出口区域的水平高度Z=0.058m处的含气率分布不同,图27中人字型板片区域,中间和右侧蒸气含量分布均匀,但明显高于左侧,结合图17组合型板片间含气率分布云图,直观看出液相制冷剂明显集中分布在人字纹型右下侧区域,这是由于人字纹型区域右下侧纹路与斜纹区域不连通,在重力作用下,液相制冷剂易堆积在左下角位置。

通过 fluent 模拟,板片斜纹区 (Z=0.058m) 和人字纹区 (Z=0.092m) 的流体分布均存在不均匀现象,根据流量不均匀度系数 U 和最大最小流量比 R 进行量化对比分析,如表 3 所示。

表 3 制冷剂的流动不均匀度及流量比

Table 3 Flow maldistribution and flow ratio of refrigerant

区域	相态	不均匀度 U	流量比 R
斜纹区 (Z=0.058m)	vapor	0.680	15.790
	liquid	0.811	40.581
	mixture(x=0.18)	0.857	25.554
人字纹区 (Z=0.092m)	vapor	0.622	39.129
	liquid	0.618	52.169
	mixture(x=0.18)	0.885	69.401

在斜纹区域,液相的不均匀度和流量比都很高,两相流的不均匀度非常高,但流量比却介于气、液单相之间,可能是因为气相占据了部分低液相通路,而液相集中于某些流道,使得最大与最小流量之间的极端差距略有缓和,说明该区域主要是液相

流体分配不均。在人字纹区域部分,气相和液相的不均匀度非常接近。这说明在人字纹结构中,流动分布主要由几何结构主导。

无论是斜纹区还是人字纹区,两相流的不均匀度都是最高的,说明气液两相之间的相互作用加剧了流动的不均匀性,应该着重考虑板片内制冷剂两相工况下的流动。

3 板片入口斜纹区结构优化

根据组合型板片结构内的单相流、两相流的流动模拟结果分析,气相和液相在同一位置的速度分布相似。R32两相流流动模拟,当入口干度0.18时,根据图16和图17板片内的流速和气液分布云图,可以看出板片内制冷剂流动分配不均主要体现在两个部分。

(1) 斜纹型区域左上角液相制冷剂难以到达,该换热区域未被充分利用。制冷剂经节流孔聚流后,主要集中流入上、下板片中最靠近节流孔的两个流道。制冷剂在压力作用下,经由上半部分通道交错流向分流区右上侧出口,进而进入板片交错人字纹主换热区域。分流区左侧制冷剂主要由下半部分通道引导制冷剂流向出水口旁最左侧区域,制冷剂从左侧入口进入人字纹区域,在压力作用下仍大部分向右侧出口方向流动,分流区左上角被忽视。

(2) 人字纹型区域制冷剂趋向从板片左右边缘流道区域流出,整体流动分配并不均匀。同一水平截面处的压力,中间部分明显高于边缘部分,在压力的驱使下,制冷剂流向板片边缘出口,中间换热区域利用率较低。

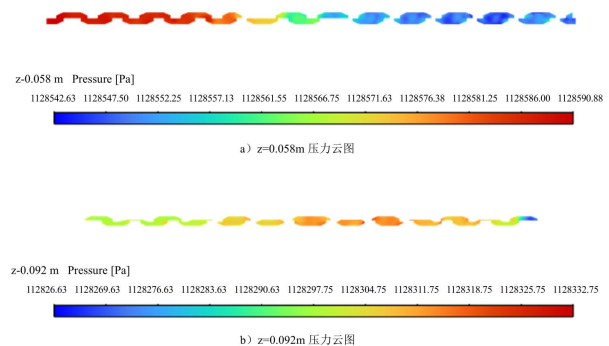


图 28 截面压力分布云图

Fig.28 Pressure distribution under three side-channel configurations

其中, 板片入口阶段的斜纹区域的分配不均匀现象更为明显。根据图28所示板片高度0.058m和0.092m处的压力分布云图所示, 板片内流动第一阶段最高位0.058m处的左右侧压差明显, 存在明显分配不均匀现象。处于第二阶段的人字纹主要换热区压力呈现中间高、两侧低的分布特征, 但整体压差较小, 流动分布不均匀现象程度轻于入口分配阶段。

由于板片斜纹区左侧通道与人字纹区域并未连通, 制冷剂仅通过水侧角孔通道与板片边缘的旁通通道向上流通, 板内压降过大, 流体难以流到左上角的区域。解决分流区左上角流动不均的问题, 可调整出水口孔位, 将出水口向右平移, 加宽板片最左侧空隙, 增加左侧制冷剂向上流动的质量流量。

原水侧出口角孔区域直径44mm, 中心距离板片边缘25.2mm, 侧边流通通道宽度3.2mm。保证水侧流出角孔的通道直径不变, 将侧边流通通道宽度 x 依次增大到4.0mm、4.8mm和6.0mm, 对比斜纹区域最高位水平线 $Z=0.058\text{m}$ 处两相流体的速度分布、压力分布和不均匀度。

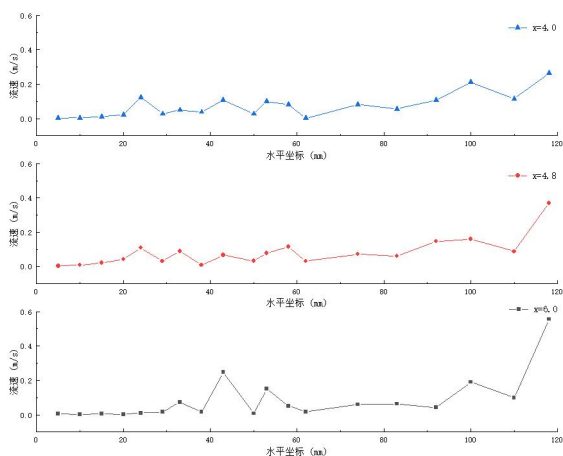


图 29 $Z=0.058\text{m}$ 处三种侧边通道下的流速分布

Fig.29 Velocity distribution under three side-port configurations at $Z=0.058\text{m}$

随着侧边流通通道宽度增加, 图29所示板片 $Z=0.058\text{m}$ 高度下的平均流速也缓慢增加, 但左侧低流速区域增加, 由原来的20mm增加到25mm, 且流速高低震荡幅度增大, 说明随着水侧流出角孔通道向右侧平移, 侧边流通通道加宽的同时, 板片右侧入口的主要流动区域被压缩, 流体更快的流入板片第二阶段的主要换热区域, 但第一阶段斜纹区的左

上角依旧存在流动死区。

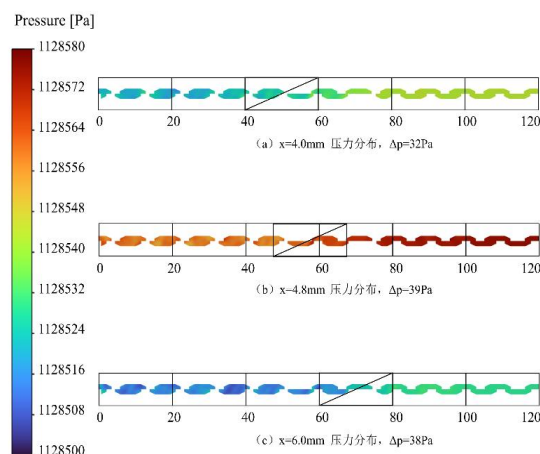


图 30 $Z=0.058\text{m}$ 处三种侧边通道下的压力分布

Fig.30 Pressure distribution under three side-port configurations at $Z=0.058\text{m}$

同时对比图30不同通道宽度下, 板片同一高度处的压力分布, 受瞬态计算模型的影响, 各板片的平均压力范围存在差异。通过颜色和水平距离的量化分析, 压力明显变化的分界线随出水口孔位的右移, 也逐渐向右移动, 说明斜纹区域左侧的压力平均分布范围在逐步增加, 流体在板片内的流动分布更加均匀。计算每种情况下最大压力和最小压力之间的压差, 通道宽度4.0mm、4.8mm和6.0mm的压差分别为32kPa、39kPa和38kPa, 压差越大, 同一高度下的流速差异越大。

表 4 不同侧边通道宽度的不均匀度及流量比

Table 4 Maldistribution and flow ratio for different side channel widths

工质	侧边通道宽度 x	不均匀度 U	流量比 R
R32 ($x=0.18$)	3.2mm	0.857	25.554
	4mm	0.825	73.985
	4.8mm	0.698	39.822
	6mm	1.163	98.851

综合分析 $Z=0.058\text{m}$ 处两相流体的速度分布和压力分布, 水平调整出水口孔位以增加侧边流通通道的宽度, 可以微量改善斜纹区域左上角分布不均匀现象, 但向右平移距离过大时, 板片右侧入口发展区受到影响, 流量比增大, 流速高低震荡明显, 板内流体流动不够稳定, 当侧边通道宽度微调至4.8mm左右时, 对板片内流动分布不均匀的改善效果最好。

4 结论

(1) 板片内存在明显的制冷剂分配不均现象, 斜纹区左上角因通道非连通性与重力作用形成流体滞留死区, 人字纹区呈现中间流道主导的“子弹型”流动, 导致换热面积利用率下降。

(2) 单/两相流流速分布趋势高度一致, 证明板间通道内的流动不均匀现象与制冷剂干度影响不大, 主要受板片几何结构影响。

(3) 斜纹区左侧流通通道加宽至4-6mm后, 流体在板片内部整体流速提升, 滞留区流速微量增加, 但不是越宽越好, 最优取值应在4.8mm附近。同时, 板片第二部分人字纹区流动不均仍需通过波纹拓扑优化进一步解决。

(4) 分配孔节流设计提升入口干度, 缓解了宏观分配不均, 但对微尺度流道内的局部滞留改善有限。提出的“分区结构优化”方案可提升小型板式换热器换热面积利用率, 但受试验条件限制, 未考虑相变传热对流动的耦合影响, 相变-流动耦合效应待深入研究。

参考文献:

- [1] Abu-Khader M M. Plate heat exchangers: Recent advances[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2012,16(4):1883-1891.
- [2] 张垚. 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.
- [3] Abou Elmaaty T M, Kabeel A E, Mahgoub M. Corrugated plate heat exchanger review[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017,70:852-860.
- [4] 杨崇麟. 板式换热器工程设计手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1998.
- [5] 程宝华, 李先瑞. 板式换热器及换热装置技术应用手册[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005.
- [6] 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.
- [7] Srihari N, Prabhakara Rao B, Sunden B, et al. Transient response of plate heat exchangers considering effect of flow maldistribution[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2005,48(15):3231-3243.
- [8] Rao B P, Das S K. An Experimental Study on the Influence of Flow Maldistribution on the Pressure Drop Across a Plate Heat Exchanger[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2004,126(4):680-691.
- [9] Srihari N, Das S K. Transient response of multi-pass plate heat exchangers considering the effect of flow maldistribution[J]. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 2008,47(4):695-707.
- [10] Li W, Hrnjak P. Modeling of two-phase refrigerant distribution in brazed plate heat exchangers[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2022,136:172-183.
- [11] Palm B, Claesson J. Plate Heat Exchangers: Calculation Methods for Single and Two-Phase Flow[J]. *Heat Transfer Engineering*, 2006,27(4):88-98.
- [12] Qiu J. Research on Performance of Distributors Used in Plate Heat Exchangers Based on CFD Numerical Simulation[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2010,46(14):130.
- [13] Mudhafar M A H. Numerical study of two-phase flow in multi-channels plate heat exchanger[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2022, 138:106380.
- [14] Zhang Y, Han W, Shuai W, et al. Experimental and simulation study on the distributor design in plate evaporators[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2022,143:126-137.
- [15] Hu H, Zhang R, Zhuang D, et al. Numerical model of two-phase refrigerant flow distribution in a plate evaporator with distributors[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015,75:167-176.
- [16] Tereda F A, Srihari N, Sunden B, et al. Experimental Investigation on Port-to-Channel Flow Maldistribution in Plate Heat Exchangers[J]. *Heat Transfer Engineering*, 2007,28(5):435-443.
- [17] 王宏建, 雷勇刚, 张建伟. 收缩式角孔通道对板式换热器流动均匀性的影响[J]. *科学技术与工程*, 2020,20(9): 3617-3622.
- [18] Martin H. A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers[J]. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 1996,35(4):301-310.