

气液两相流分配器参数敏感性分析与优化

支长双¹, 李创业¹, 李金波^{1,2}, 赵夫峰², 杨鹏¹, 刘迎文¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 广东美的制冷设备有限公司, 528311, 广东佛山)

摘要: 针对制冷系统气液两相流分配不均引起的多流路蒸发器能效低下,以及分配器结构设计不合理问题,基于六面体网格和 Euler-Euler 模型,构建了分配器中制冷剂气液两相流动模型,详细分析了制冷剂在分配器中的流动特性,研究了不同工况下腔体高度、腔体直径以及支管插入深度等参数对分配不均匀度的影响规律,并结合田口法进行敏感性分析及参数优化,得到了各参数的影响权重及最优参数组合。数值结果表明:随着腔体高度与直径的增大,气液两相流混合效果得到改善,分配不均匀度逐渐下降;随着插入深度的增大,分配器不均匀度先降低后增大,插入深度最优值为 5 mm;随着质量流量的增大,腔体高度与插入深度的贡献逐渐增大,而腔体直径的贡献逐渐减小,表明分配均匀性对腔体直径的依赖程度降低;相对于基准案例,所得最优组合的不均匀度降低了 6.6%~19.3%。该研究可为抑制气液两相流相分离和分配器结构设计提供理论基础及数据支撑。

关键词: 分配器;气液两相流;不均匀度;敏感性分析;参数优化

中图分类号: O359 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202406009 **文章编号:** 0253-987X(2024)06-0090-13

Sensitivity Analysis and Parametric Optimization of Distributors with Vapor-Liquid Two-Phase Flow

ZHI Changshuang¹, LI Chuangye¹, LI Jinbo^{1,2}, ZHAO Fufeng², YANG Peng¹, LIU Yingwen¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Guangdong Midea Refrigeration Equipment Co., Ltd., Foshan, Guangdong 528311, China)

Abstract: To address the issues of low energy efficiency of multi-flow evaporator caused by non-uniform distribution of vapor-liquid two-phase flow in refrigeration system, and unreasonable design of distributor structure, the vapor-liquid two-phase flow model of refrigerant in distributor is established based on hexahedral grid and Euler-Euler model. The flow characteristics of refrigerant in distributor is analyzed in detail, and the effects of parameters such as cavity height, cavity diameter and insertion depth of branch on the non-uniformity of distribution under different conditions are explored. Furthermore, sensitivity analysis and parametric optimization are conducted using Taguchi method, and the contribution ratios and optimal parameter combination are obtained. The simulation results indicate that as the height and diameter of the cavity increase, the mixing effect of vapor and liquid is improved, and the non-uniformity gradually

decreases. As the insertion depth increases, the non-uniformity first decreases and then increases, with an optimal insertion depth of 5 mm. With the mass flow rate increases, the contribution ratios of cavity height and insertion depth gradually increase, while the contribution ratio of cavity diameter gradually decreases, indicating that the dependence of distribution uniformity on cavity diameter decreases. Compared with the base case, the non-uniformity of the optimal parameter combination decreases by 6.6% to 19.3%. This research provides a theoretical foundation and data support for inhibiting the phase separation of vapor-liquid two-phase flow and design of distributor structure.

Keywords: distributor; vapor-liquid two-phase flow; non-uniformity; sensitivity analysis; parametric optimization

多流路换热器具有压降小、传热系数高的特点,因此在制冷系统中得到了广泛的应用^[1]。目前,多流路换热器最主要的问题之一为流量分配不均,导致每个流路具有不同的热负荷以及出口过热度差异较大。制冷剂流量较小的流路,制冷剂会过早干涸并出现严重过热,造成传热面积无法有效利用^[2]。具有较大质量流量的流路出口可能包含处于不稳定流动状态且尚未完全蒸发的液滴,当蒸发器出口的温度传感器检测到不稳定的温度信号时,会导致膨胀阀芯振荡,严重恶化整个制冷系统的性能^[3]。Kaern 等提出制冷剂气液两相流分配不均可导致制冷系统性能系数(COP)降低 13%,为保证空调器的运行能效,必须提高分配器的分流均匀性^[4]。

近年来,市场中出现了多种类型的制冷剂分配器,同时也涌现出了多种手段用以提高分配器的分流均匀性。Tuo 等指出在压缩机转速相同的情况下,闪气旁通(flash gas bypass, FGB)方案可以显著改善蒸发器中的流量分布,令其制冷能力提高 13%~18%^[5];但目前用于 FGB 方案 T 型管的气液分离效率是系统高效运行的关键,同时需要重新设计蒸发器。Kim 等提出了一种优化蒸发器中制冷剂流量分布的方法,包括安装主膨胀装置来控制蒸发器的整体过热以及在每个回路中使用小型流量平衡阀,同时应将平衡阀安装在蒸发器上游^[6]。上述方法均需要增加零部件或者升级换热器设计,使得整个制冷系统的材料成本与技术成本大大增加。提高制冷剂分配均匀性最广泛使用的方法是增加分配器中两相制冷剂的扰动^[7]。目前市场上出现的两种最常见的分配器为压降型与储液型。压降型分配器入口区域的突缩孔板增加了制冷剂的流速,并促进了两相制冷剂的混合程度。制冷剂流入储液型分配器混合腔体时,制冷剂流速降低,气液两相流重新

混合均匀,最终流入各个支路^[8]。Wen 等探究了 3 种结构形式的文丘里分配器性能,包括光滑管连接文丘里分配器、内螺纹管连接文丘里分配器以及内嵌滚轮的文丘里分配器,并采用制冷能力与性能系数进行了表征^[9],发现连接内螺纹管的文丘里分配器获得了最优的分配性能。Pu 等对压降型分配器入口连接管的结构进行了参数分析与优化,通过抑制入口管中的相分离以提高分流均匀性^[10]。Zhang 等对压降型分配器突缩位置处的结构进行了参数研究,证实突缩管径比是影响较大的参数,同时还提出了新型结构的分配器用以提高分配均匀性^[11]。Wang 等利用反馈机制控制不同支管长度以降低分配不均匀性,并对不同支管最佳长度进行了预测与验证,但这种设计可能会使成本增加^[12]。为了消除入口流型及气液流速等参数的影响,梁法春等提出临界分流理论以控制相分离提高分流均匀性,气液两相流通过分流喷嘴时可以达到相应工况的声速,此时临界分流条件下气、液相分流系数仅取决于分配器结构^[13]。同时,梁法春等还研究了不同喷嘴数及位置对分配特性的影响,发现相较于 4 个喷嘴,2 个喷嘴的分配性能更优^[14]。

陈星基于 Euler-Euler 两相流动模型分析了储液型与压降型的内部流场,发现压降型分配器的压降将会比储液型分配器压降至少大一个数量级^[15]。Yoshioka 等对储液型分配器进行了流动可视化,发现部分液体制冷剂残留在分配器底部并不稳定地摆动,表明分配器中的液体制冷剂行为对分配器的性能有很大影响^[16]。徐博等研究发现随着干度的增大分流均匀性下降,并提出了一种双筒体型分液器用以减少入口管形式影响^[17]。Zhang 等基于田口法对双筒体型分配器进行了优化及参数敏感性分析^[18]。高扬等研究了不同制冷剂的分流特性,发现

储液型分配器适用于气液相密度比大的制冷剂工质(如 R32、R410A),并指出分配器竖直安装时性能最佳^[19]。刘璐等通过实验比较了不同类型分配器的性能,指出在储液型分配器中嵌入过滤网可以提高分配均匀性^[20]。由于较优的分流性能及较低的压力损失,储液型分配器在制冷系统中的应用更加广泛。

尽管在推广应用更广泛的储液型分配器方面进行了大量研究,也采取了多种措施来提升分配的均匀性,然而实际操作中所面临的安装难题以及长期稳定运行的可靠性,都在一定程度上制约了相关技术的进一步发展。本文将储液型分配器作为研究对象,通过计算流体动力学(CFD)进行模拟分析,进一步明晰气液两相流的复杂分配机理。在分析分配器流动机理的基础上,研究与预测了不同工况下腔体高度、腔体直径以及支管插入深度对分配不均匀度的影响。同时,结合田口法对 3 种结构参数进行了敏感性分析及参数优化,得到了相应参数的影响权重及最优参数组合。

1 数值模型

1.1 分配器物理模型

本文的研究对象为竖直放置的多流路蒸发器用

分配器,如图 1 所示。分配器由入口主管、混合腔体以及 4 个分流支管组成,分流支管按照逆时针方向进行编号, m_0 、 x_0 分别表示入口处的质量流量和干度。气液两相制冷剂沿 x 方向流经主管进入混合腔进行重新混合,随后被均匀分配到每一个分流支管中,进入蒸发器的不同流路进行换热。混合腔体的结构参数对分流均匀性起着至关重要的作用,主要包括混合腔体高度 H 、混合腔直径 D 以及分流支管插入深度 L ,具体结构尺寸如表 1 所示。对于不同的安装环境,入口主管的尺寸及位置并不能保持统一,分配器入口管段的尺寸受实际安装空间影响较大。经过实际考察与统计分析发现,制冷剂分配器入口主管长度尺寸普遍在 30 mm 左右,根据文献^[10]的结论可知,此时进入分配腔体的相分离程度较大,优化得出的分配器腔体尺寸对于更长主管长度的分配器具有较大的兼容空间。因此,本文将入口主管的长度设置为 30 mm,弯头半径设置为 15 mm,弯头角度设置为 90°,重点对分配器腔体的尺寸进行优化,用以获得最普遍的制冷剂分配器的优化空间。选择 R410A 作为工质,饱和温度为 277.15 K,干度范围为 0.12 ~ 0.31,物理性质可由 Refprop 9.1 数据库查询获得,重力方向沿 y 轴竖直向下。由于流动时间短、压降低,可以忽略闪蒸、传热和物理性质的影响。

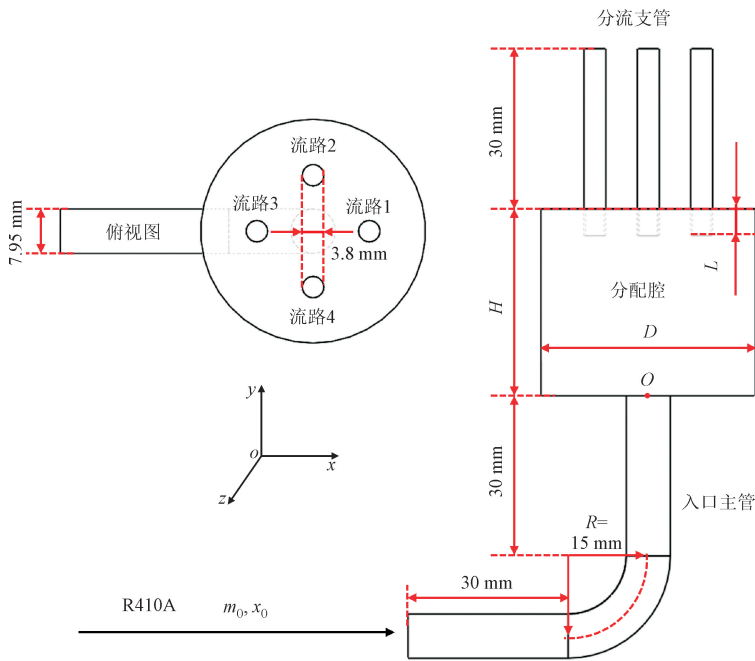


图 1 分配器结构示意图
Fig. 1 Geometric diagram of distributor

表 1 混合腔结构参数

Table 1 Geometric parameters of the mixing cavity

参数	数值范围	基准案例
H/mm	20~35	30
D/mm	25~40	25
L/mm	0~15	0

1.2 多相流动模型

分配器混合腔中的流动伴随着流型的转变和动量的交换,因此行为极其复杂。目前,对这种极其复杂的多相流进行精确模拟相当困难。本文采用 Euler-Euler 模型来模拟分配器中两相流的流动,为液相与气相分别建立了连续性方程和动量方程,比其他多相流模型具有更高的精度^[21]。假设气相和液相之间不存在质量转换,分别被认为是第一相和第二相,质量与动量守恒方程如下所示

$$\nabla(\varphi_G \rho_G \mathbf{u}_G) = 0 \tag{1}$$

$$\varphi_G + \varphi_L = 1 \tag{2}$$

$$\begin{aligned} \nabla(\varphi_G \rho_G \mathbf{u}_G \mathbf{u}_G) = \\ -\varphi_G \nabla p + \nabla \bar{\boldsymbol{\tau}}_G + \varphi_G \rho_G \mathbf{g} + \mathbf{F}_1 + \mathbf{F}_2 + \boldsymbol{\zeta} \end{aligned} \tag{3}$$

$$\begin{aligned} \bar{\boldsymbol{\tau}}_G = \varphi_G (\mu_G + \mu_{t,m}) (\nabla \mathbf{u}_G + \nabla \mathbf{u}_G^T) + \\ \varphi_G \left(\lambda_G - \frac{2}{3} (\mu_G + \mu_{t,m}) \right) \nabla \mathbf{u}_G I \end{aligned} \tag{4}$$

式中:下标 G、L 分别代表气相与液相; φ 为体积分数; ρ 为密度; $\mathbf{u}$ 为速度; p 为压力; $\mathbf{g}$ 为重力加速度; $\bar{\boldsymbol{\tau}}_G$ 为应力张量; $\mathbf{F}_1$ 为虚拟质量力; $\mathbf{F}_2$ 为表面张力,取值为 $0.008\,45\,\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$; μ 为黏度; $\mu_{t,m}$ 为混合物的湍流黏度; λ 为剪切力; I 为单位张量;拖曳力 $\boldsymbol{\zeta}$ 作为最重要的相间作用力,由 Schiller-Naumann 模型计算,表达如下

$$\boldsymbol{\zeta} = K_{G,L} (\mathbf{u}_G - \mathbf{u}_L) \tag{5}$$

$$K_{G,L} = \frac{\rho_L f}{6 t_L} d_L A \tag{6}$$

$$A = \frac{6 \varphi_G \varphi_L}{d_L} \tag{7}$$

$$f = \frac{C_D Re}{24} \tag{8}$$

$$C_D = \begin{cases} 24(1 + 0.15 Re^{0.687})/Re, & Re \leq 1\,000 \\ 0.44, & Re > 1\,000 \end{cases} \tag{9}$$

$$Re = \frac{\rho_G |\mathbf{u}_L - \mathbf{u}_G| d_L}{\mu_G} \tag{10}$$

其中 $K_{G,L}$ 为气液两相流的交换系数, t_L 为液滴弛豫时间, A 为气液界面面积, f 为阻力函数, C_D 为阻力系数, Re 为雷诺数, d_L 为液滴直径, 设置为 $1\times 10^{-5}\,\text{m}$ 。

1.3 湍流模型

本研究中的工质为气液两相流,其饱和温度为 $277.15\,\text{K}$,气相与液相密度分别为 $34.122、1\,153.7\,\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$,气相与液相黏度分别为 $1.240\,7\times 10^{-5}、1.537\,5\times 10^{-4}\,\text{Pa}\cdot\text{s}$,数值模拟中设置流体速度处于 $1.8\sim 4.39\,\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ 。以入口主管直径作为特征参数表征雷诺数,得出气相雷诺数处于 $39\,349\sim 95\,898$,液相雷诺数处于 $107\,360\sim 261\,651$ 。众所周知,当管内流动的雷诺数处于 $2\,300$ 以上时,其流动状态为湍流。同时,根据已有文献中标准 $k-\epsilon$ 湍流模型应用于制冷剂分配器,可以判断分配器中的流动状态为湍流^[22],因此本文采用标准 $k-\epsilon$ 湍流模型计算分配器中的气液两相流动, k 与 ϵ 相关方程的表达式分别为

$$\begin{aligned} \nabla(\rho_m \mathbf{u}_m k) = \nabla \left(\left(\mu_m + \frac{\mu_{t,m}}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + G_{k,m} - \rho_m \epsilon \end{aligned} \tag{11}$$

$$\begin{aligned} \nabla(\rho_m \mathbf{u}_m \epsilon) = \\ \nabla \left(\left(\mu_m + \frac{\mu_{t,m}}{\sigma_\epsilon} \right) \nabla \epsilon \right) + \frac{\epsilon}{k} (C_1 G_{k,m} - C_2 \rho_m \epsilon) \end{aligned} \tag{12}$$

式中: k 为湍流脉动动能; ϵ 为湍流脉动动能的耗散率; $G_{k,m}$ 为湍流动能产生项; $\sigma_k、\sigma_\epsilon$ 分别为 $k-\epsilon$ 方程的湍流普朗特数; $C_1、C_2$ 均为方程中的经验修正常数,分别设置为 1.44 和 1.92 ; 混合物密度 ρ_m 、动力黏度 μ_m 、湍流黏度 $\mu_{t,m}$ 及速度 $\mathbf{u}_m$ 计算如下

$$\rho_m = \varphi_G \rho_G + \varphi_L \rho_L \tag{13}$$

$$\mu_m = \varphi_G \mu_G + \varphi_L \mu_L \tag{14}$$

$$\mathbf{u}_m = \frac{\varphi_G \rho_G \mathbf{u}_G + \varphi_L \rho_L \mathbf{u}_L}{\varphi_G \rho_G + \varphi_L \rho_L} \tag{15}$$

$$\mu_{t,m} = \frac{\rho_m C_\mu k^2}{\epsilon} \tag{16}$$

其中 C_μ 为经验值, 取为 0.09 。

1.4 边界条件及网格划分

采用非平衡壁面函数模型对近壁面处开展数值计算,守恒方程采用有限体积法和基于压力的稳态求解器离散化,采用半隐式压力连接方程法 (semi-implicit method for pressure linked equations, SIMPLE) 算法求解压力-速度耦合问题。网格的空间离散化采用最小二乘法求解,所有残差的收敛标准为 10^{-5} ,同时监测进口处的压力以及出口处的质量流量。假定壁面绝热且无滑移,入口设定为速度入口,出口设置为压力出口,压力为 0 (表压或大气压)。

图 2 为仿真工作平台 Workbench 中 meshing 模块生成的六面体网格。为了获得准确的结果以及节省计算资源,网格独立性可以通过 Roache 提出的网格收敛

指数(grid convergence index,GCI)方法来实现^[23],这是一种通过网格细化来最小化离散方程解的误差的方法。为消除网格密度对数值结果的影响,将基准尺寸下的分配器划分了 3 组网格密度,此时计算工况下的流量为 $51.29\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$,干度为 0.19。定义 3 组网格细化级别的收敛指数为 ω ,计算如下^[24]

$$\omega_{i+1,i}=\frac{F_s}{(r_{i+1,i}^n-1)}\left|\frac{f_{i+1}-f_i}{f_i}\right|$$

(17)

式中: $f_i(i=1,2,3)$ 为不同网格密度下的离散解; F_s 为安全系数,取为 1.25; $r_{i+1,i}$ 、 n 分别为网格细化率和精度阶数,可表示为

$$r_{i+1,i}=(N_i/N_{i+1})^{1/3}$$

(18)

$$\frac{f_3-f_2}{r_{3,2}^n-1}=\frac{r_{2,1}^n(f_2-f_1)}{r_{2,1}^n-1}$$

(19)

式中: N_i 为计算域中的网格数。
定义渐近指数 α 的计算公式如下^[24]

表 2 网格无关性验证

Table 2 Grid independence verification

<i>i</i>	<i>N_i</i>	不均匀度/%						$\Delta p/\text{kPa}$					
		<i>f_i</i>	<i>r_{i+1,i}</i>	<i>f_{i+1}−f_i</i>	$\omega_{i+1,i}$	α	<i>n</i>	<i>f_i</i>	<i>r_{i+1,i}</i>	<i>f_{i+1}−f_i</i>	$\omega_{i+1,i}$	α	<i>n</i>
1	291 773	10.874	1.123	0.043	0.001	1.004	13.180	0.815	1.123	0.004	0.013	1.005	3.322
2	206 040	10.917	1.308	1.817	0.006			0.819	1.308	0.018	0.019		
3	92 112	12.733						0.837					

由表 2 可见,对于不均匀度与压降 Δp , n 的值总是大于 0,表明收敛条件是单调收敛^[25]。同时, α 在所有情况下的值都接近于 1,也表明已经实现了单调收敛。此外,经过计算发现,当网格数量从 92 112 增加到 206 040 时,不均匀度、压降 Δp 分别降低了 14.27% 和 2.15%;当网格数量从 206 040 增加到 291 773 时,不均匀度、压降 Δp 仅分别降低

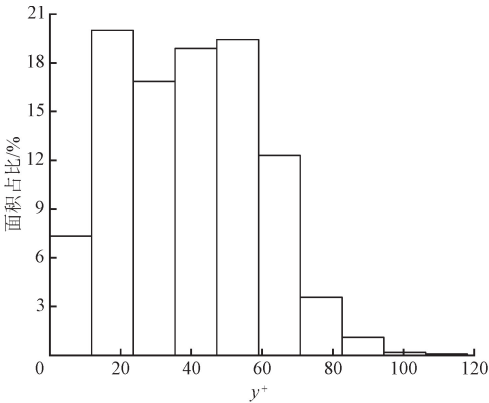


图 3 近壁面液相 y^+ 分布

Fig. 3 Distribution of y^+ in liquid near the wall

$$\alpha=r_{2,1}^n\left(\frac{\omega_{2,1}}{\omega_{3,2}}\right)$$

(20)

若 ω 值较小且 α 的值接近 1,则表明数值计算已达到收敛范围。

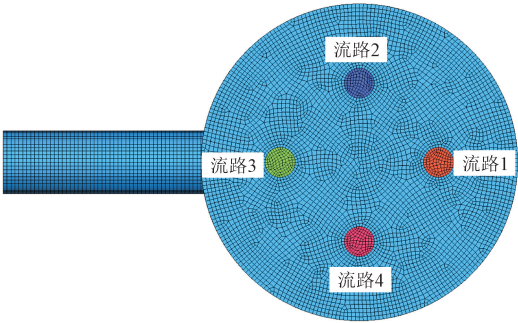


图 2 分配器网格示意图

Fig. 2 Schematic diagram of grid in distributor

采用 GCI 方法对 3 组不同数量的网格进行收敛计算,得到的结果如表 2 所示。

了 0.39% 和 0.49%。因此,为了保证数值模型的准确性并节省计算消耗,选择第 2 组网格密度作为最终计算方案。图 3、图 4 分别给出了分配器近壁面处液相与气相的 y^+ 分布,可以看出,无论是气相还是液相, y^+ 主要分布在 11.5~200,其平均值分别为 50.24 和 39.04,能够满足非平衡壁函数的要求。

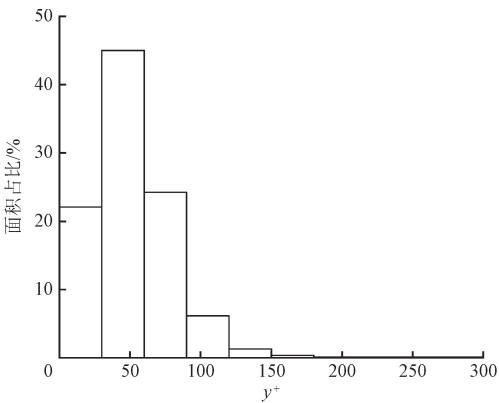


图 4 近壁面气相 y^+ 分布

Fig. 4 Distribution of y^+ in vapor near the wall

1.5 模型验证

模型验证所用结构参数为 1.1 节中表 1 所列的分配器基准尺寸,具体计算工况如表 3 所示。

表 3 模型验证用计算工况

Table 3 Conditions for model validation

工况	饱和温度/K	入口干度	质量流量/(kg·h ⁻¹)
1	277.15	0.12	53.93
2	277.15	0.19	51.29
3	277.15	0.31	46.78

定义数值模拟与实验结果之间的误差为 δ ,表达式如下

$$\delta = \frac{m_{\text{exp}} - m_{\text{sim}}}{m_{\text{exp}}} \times 100\%$$
 (21)

式中: m 为支管流量;下标 sim、exp 分别表示数值模拟和实验。

图 5 给出了数值模拟与文献[3]中实验结果的误差对比。由图可见,不同支管中制冷剂流量的最大误差为 6.69%,表明数值模拟结果在一定范围内是可信的。误差主要来自数值模型的简化,例如在数值模拟中管壁是绝热的,而实际实验中存在漏热与相变;实际过程中存在饱和压力的变化;制冷剂的物理性质处于时刻变化之中。此外,数值模拟的收敛误差和实验的测量误差也是重要的误差来源。

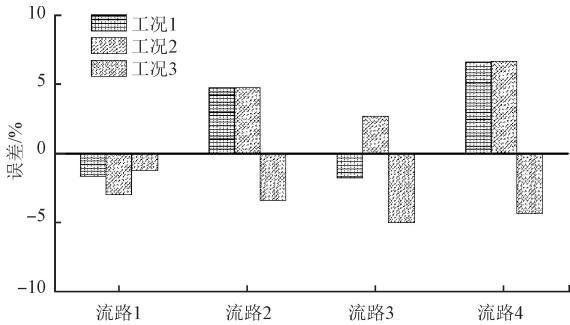


图 5 不同工况下数值模拟与实验结果[3]的误差对比
Fig.5 Comparison of errors between simulation and experimental results[3] under different conditions

2 结果与讨论

2.1 流动特性分析

选择标准偏差系数 η 来评估分配器的不均匀性,表示如下

$$\eta = \sqrt{\sum_{i=1}^4 \left(\frac{m_i - \bar{m}}{\bar{m}} \right)^2}$$
 (22)

式中: m_i 代表不同流路的流量; $\bar{m}$ 代表 4 个出口流路的平均质量流量。

图 6 给出了不同质量流量下分配器的数值模拟流量分布情况,纵轴的数字表示流路流量的具体数值。可以看出,不同工况下不同支管的制冷剂流量并不相同,多数情况下流路 1 的流量最大,流路 3 的流量最少。

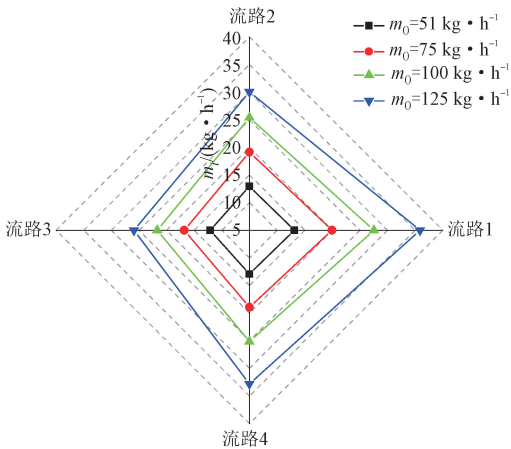
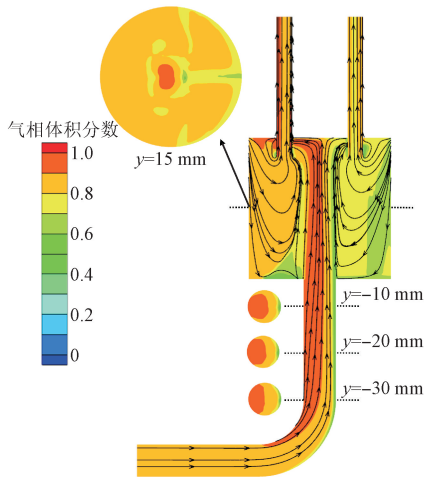
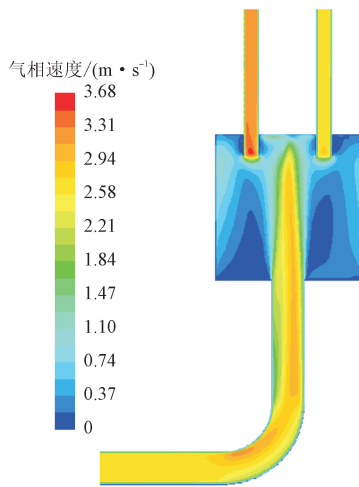


图 6 不同质量流量下的流量分布
Fig.6 Flow distribution at different mass flow rates

图 7 展示了气液两相流在分配器 $z=0$ 平面的体积分数及速度分布。由图 7(a)可以看出,明显的相分离发生在分配器的入口处,这是由弯管的离心力以及气液两相流的惯性力差异引起的。这种不均匀分布一直持续到混合腔入口,在混合腔体的作用下,分布不均程度得到了缓解。入口弯管处于 $z=0$ 平面上,且流路 1 处于 $z=0$ 平面液相比较多的区域,流路 3 处于 $z=0$ 平面液相比较少的区域,因此造成了流路 1 的流量最大、流路 3 的流量最少这样的分配不均现象。混合腔对流动的影响可以结合图 7 中的流线分布与速度分布进行说明,在流动混合腔中,两相混合物减速并扩散为分散的流动状态,大多数液体制冷剂相被高速气相流夹带。当支管插入混合腔体内部之后,制冷剂气液两相在支管附近的壁面产生碰撞形成涡流,达到二次混合的效果。由此可见,混合腔体的结构尺寸对分配器整体的均匀分配起着至关重要的作用。本文主要研究从结构设计上提高分配器的混合效果,接下来就从单因素影响分析以及多因素耦合分析两方面进行分配器结构优化,后续案例研究及优化均取入口干度为 0.19 进行计算。



(a) $z=0$ 截面处气相体积分数及流线分布



(b) $z=0$ 截面处气相速度分布

图 7 气液两相流动特性

Fig. 7 Flow characteristics of gas liquid two-phase flow

2.2 腔体高度的影响

进入混合腔的气液两相流带有不均匀度,混合腔的作用是促进两相流的重新混合,不同质量流量下混合腔体高度对分流不均匀性的影响如图 8 所示。由图可见,随着腔体高度从 20 mm 增加到 35 mm,不均匀度逐渐减小。图 9 展示了不同腔体高度下 $z=0$ 与 $y=10$ mm 截面处的气相体积分数分布,可以看出,随着腔体高度的增加, $z=0$ 与 $y=10$ mm 截面右侧的气相体积分数均逐渐增大,表明更大的腔体高度可以使得更多的气相进入到右侧。腔体高度的增加扩大了空腔的体积,从而延长了混合腔中的流动时间,两相流体在混合腔中有更多的空间和时间发展成完全扩散的流动。当腔体高度达到 35 mm 时, $y=10$ mm 截面处的气相体积分数分布基本均匀,此时继续增加腔体高度,分流均匀性也不会再有明显变化。

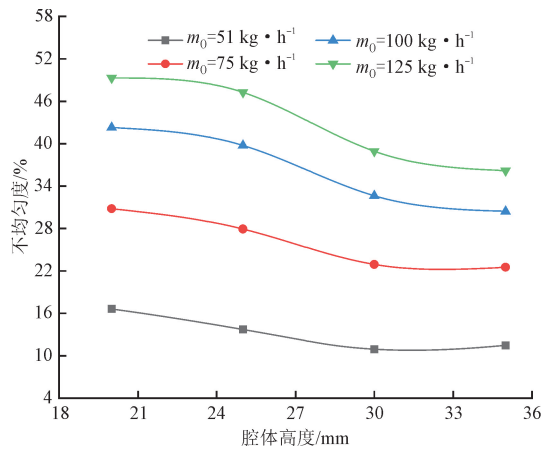


图 8 不同质量流量下腔体高度对分流不均匀度的影响

Fig. 8 Effects of cavity height on mal-distribution at different mass flow rates

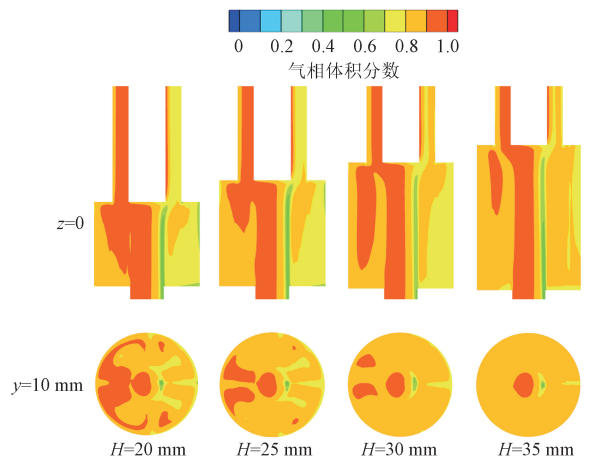


图 9 气相体积分数分布 ($D=25$ mm, $L=0$)

Fig. 9 Volume fraction of vapor ($D=25$ mm, $L=0$)

2.3 腔体直径的影响

图 10 展示了不同质量流量下腔体直径对不均匀性的影响,可以看到,随着筒体直径的增大,不均匀度逐渐下降。图 11 展示了不同腔体直径下 $z=0$ 与 $y=15$ mm 截面处的气相体积分数分布。由图可见,随着制冷剂从入口主管进入腔体,由于腔体直径比入口管直径大,制冷剂会迅速膨胀,此时气液两相流在腔体中进行重新混合。由 $y=15$ mm 截面处的云图可以看出,腔体直径越大,腔体右半部分的气体体积分数越大。随着腔体直径的增大,腔体直径与入口主管的直径差越大,导致混合腔体中气液两相流的膨胀程度增大,此时腔体右侧流路 1 的气相流量增大,液相流量减少,不均匀度得到改善。

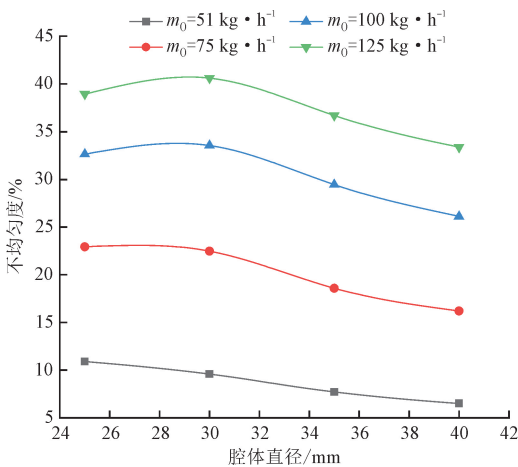


图 10 不同质量流量下腔体直径对分流不均匀度的影响
Fig. 10 Effects of cavity diameter on mal-distribution at different mass flow rates

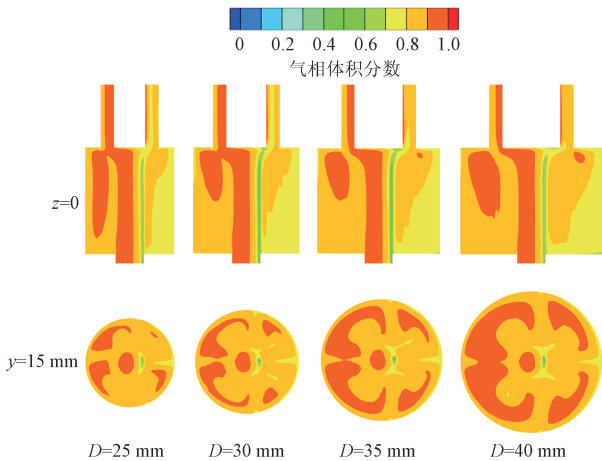


图 11 气相体积分数分布($H=30 \text{ mm}$, $L=0$)
Fig. 11 Volume fraction of vapor ($H=30 \text{ mm}$, $L=0$)

2.4 支管插入深度的影响

图 12 展示了不同质量流量下支管插入深度对不均匀度的影响。由图可见,随着插入深度的增大,不均匀度先减小后增大,在所研究深度范围内,最优值出现在了深度为 5 mm 处。图 13 展示了不同插入深度下, $z=0$ 和 $x=0$ 截面上的气相体积分数分布,圆圈中的序号表示分配器的不同流路。可以看出,流路 1 中液体体积分数最大,流路 3 中液体体积分数最少,流路 2 与流路 4 的体积分数基本一致,这与流动特性一节中流量分布的分析结果相一致。同时发现,当插入深度为 5 mm 时, $z=0$ 截面上左右两侧的体积分数分布最均匀。当支管插入到腔体内部时,制冷剂气液两相在支管附近的壁面产生碰撞形

成涡流,达到二次混合的效果。然而,此结论在插入深度为合理范围内是有效的,因为当插入深度过长时,支管接近于主管,会存在制冷剂还未来得及混合就已经进入到分流支管中,此时反而会恶化分配效果。

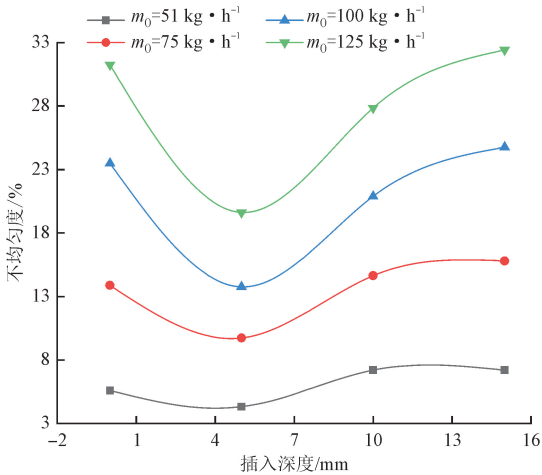


图 12 不同质量流量下插入深度对分流不均匀度的影响
Fig. 12 Effects of insertion depth on mal-distribution at different mass flow rates

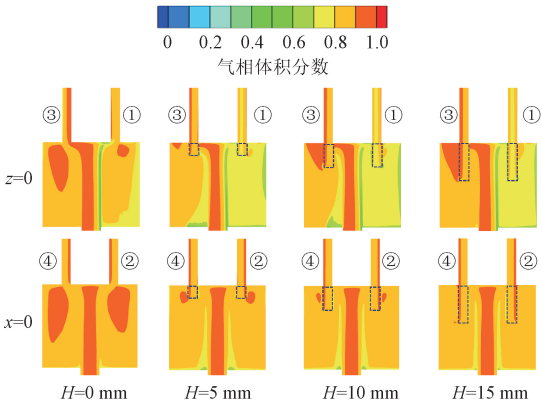


图 13 气相体积分数分布($H=35 \text{ mm}$, $D=40 \text{ mm}$)
Fig. 13 Volume fraction of vapor ($H=35 \text{ mm}$, $L=40 \text{ mm}$)

3 敏感性分析及优化

本文研究的影响因素包含腔体高度、腔体直径和插入深度,如表 4 所示,每个影响因素被赋予了 4 个水平,这些水平是基于单因素影响分析以及实际加工的合理范围内统一选择的。田口法的时间成本低,鲁棒性强,为围绕最优水平连续进行的进一步详细和具体的优化奠定了基础。本研究,所有工况下的入口干度均设置为 0.19,相应的质量流量在 $50 \sim 125 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ 之间变化。

表 4 影响因素及设计水平

Table 4 Parameters and levels

设计水平	H/mm	D/mm	L/mm
1	20	25	0
2	25	30	5
3	30	35	10
4	35	40	15

正交试验设计是田口法的重要组成部分,通过将不同因素的不同水平统一组合,可以有效地减少试验次数。本研究有 3 个影响因素,每个影响因素有 4 个水平,表 5 给出了正交试验设计及对应的响应值,共包含 16 种组合方案。正交试验设计中每个水平出现的次数保持一致,因此通过主效应图比较 3 个因素的影响程度是公平的,将每个因素最优水平的组合视为最终最优水平组合是合理的。

当通过实验或数值模拟获取原始数据时,通常会基于对数变换将其转换为信噪比 S 以改善统计特性,从而达到优化目的^[26]。通常有 2 种类型的转换公式,即较大越好(望大)和较小越好(望小),分别用于目标尽可能大和尽可能小的情况。对于分配器的优化,众所周知期望 η 尽可能小,因此采用望小型

公式变换 η 的原始数据,表达如下

$$S=-10\lg\left(\frac{1}{k}\sum_{j=1}^kY_j^2\right)$$

(23)

式中: S 表示目标越小越好的性能标准; Y 为从数值模拟中获得的原始数据(即本研究中的 η); k 为每个测试的重复次数,取为 1。通过数据变换后,得到的 S 总是优选的。

3.1 直观分析

直观分析中,首先需要计算代表该水平输出响应的主效应,主效应是指每个因子对应水平信噪比的算术平均值,可用平均信噪比 S_{ave} 表示。例如在表 5 中,腔体高度水平 1 的主效应可通过计算方案 1、2、3、4 中 S 响应的平均值来获得。 H 、 D 、 L 每个因素的贡献率表示其对目标值不均匀度的影响权重,定义如下

$$C_i = \frac{S_{\text{ave},i}^{\max} - S_{\text{ave},i}^{\min}}{(S_{\text{ave},H}^{\max} - S_{\text{ave},H}^{\min}) + (S_{\text{ave},D}^{\max} - S_{\text{ave},D}^{\min}) + (S_{\text{ave},L}^{\max} - S_{\text{ave},L}^{\min})}$$

$$i = H, D, L$$

(24)

式中: $S_{\text{ave},H}^{\max}$ 、 $S_{\text{ave},H}^{\min}$ 、 $S_{\text{ave},D}^{\max}$ 、 $S_{\text{ave},D}^{\min}$ 、 $S_{\text{ave},L}^{\max}$ 、 $S_{\text{ave},L}^{\min}$ 分别为 H 、 D 、 L 对应水平下平均信噪比 S_{ave} 的最大值和最小值。

表 5 正交试验设计 $L_{16}(4^3)$

Table 5 The orthogonal array of $L_{16}(4^3)$

方案	H/mm	D/mm	L/mm	不均匀度/%			
				$m_0=51\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$	$m_0=75\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$	$m_0=100\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$	$m_0=125\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$
1	1	1	1	16.63	30.79	42.29	49.30
2	1	2	2	14.01	25.51	34.44	39.94
3	1	3	3	14.42	26.01	34.93	40.53
4	1	4	4	13.03	22.12	29.37	34.05
5	2	1	2	14.14	20.44	29.26	36.03
6	2	2	1	11.56	24.43	35.35	43.05
7	2	3	4	12.54	23.89	33.61	40.20
8	2	4	3	10.25	21.08	30.69	37.55
9	3	1	3	13.04	18.10	22.98	27.63
10	3	2	4	11.45	18.97	25.67	31.09
11	3	3	1	7.71	18.58	29.44	36.69
12	3	4	2	5.16	12.62	21.84	30.00
13	4	1	4	12.23	18.22	18.14	24.34
14	4	2	3	11.05	19.34	22.76	27.58
15	4	3	2	6.13	12.37	16.74	23.51
16	4	4	1	5.60	13.88	23.49	31.25

图 14 展示了不同质量流量下不均匀度的主效应,根据直观分析可以得出,不同工况下的最优参数组合为 $H_4D_4L_2$ 。随着腔体高度与直径的增大,对应的主效应逐渐增大,不均匀度得到改善,这与单因素分析中得出的结论相一致。当插入深度为 5 mm 时,主效应达到最大,表明此时不均匀度最低,这与单因素分析中得出的结论同样是一致的。

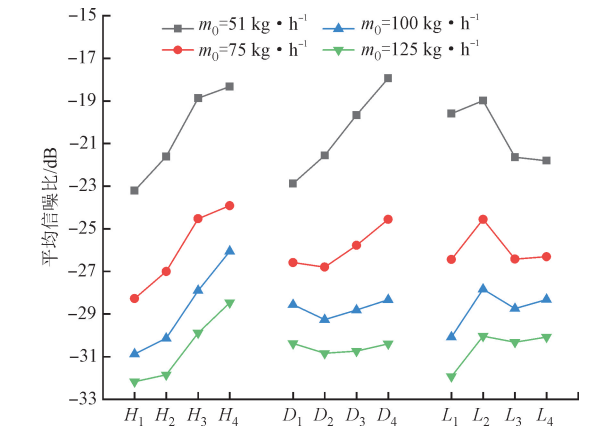


图 14 不同质量流量下的主效应

Fig. 14 Main-effect plots at different mass flow rates

图 15 给出了不同质量流量下不同参数的贡献率,可以看出,随着质量流量的增大,腔体高度与插入深度的贡献率逐渐增大,腔体直径的贡献率逐渐减小,表明随着质量流量的增大,分配均匀性对腔体直径的依赖程度降低。质量流量在 $75\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ 以下时,贡献率由大到小依次为腔体高度、腔体直径、插入深度;当质量流量超过 $100\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ 时,贡献率由大到小依次为腔体高度、插入深度、腔体直径。

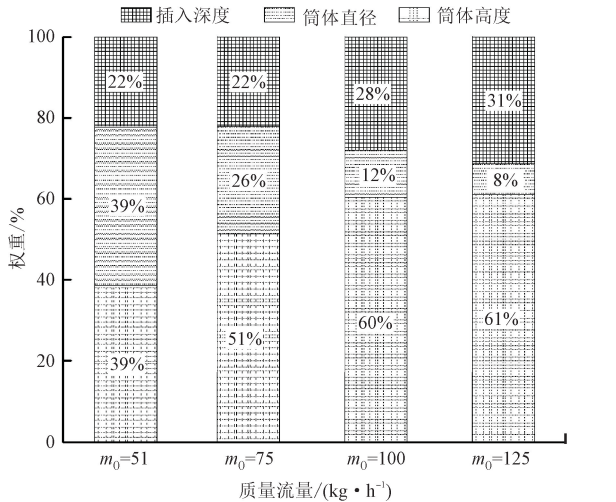


图 15 不同参数的权重占比

Fig. 15 Contribution ratio of different parameters

3.2 方差分析

通过方差分析(ANOVA),可以得到 3 种结构参数对不均匀度的相对影响,对应的结果列于表 6~表 9,其中 d_f 、 S_s 、 V 、 F 分别为自由度、平方和、方差和统计值。较大的 F 意味着更有效的因素^[27],根据 F 计算各因子的贡献率,结果表明:因子有效性的顺序与直观分析得出的顺序相同,进一步佐证了直观分析中得到的结论。

表 6 $m_0=51\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ 方差分析结果

Table 6 Results of ANOVA ($m_0=51\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$)					
参数	S_s	d_f	V	F	$C/\%$
H	85.31	3	28.44	113.70	49.81
D	67.18	3	22.39	89.54	39.22
L	18.80	3	6.27	25.05	10.97
误差项	1.50	6	0.25		

表 7 $m_0=75\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ 方差分析结果

Table 7 Results of ANOVA ($m_0=75\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$)					
参数	S_s	d_f	V	F	$C/\%$
H	270.90	3	90.30	36.83	73.84
D	55.46	3	18.49	7.54	15.12
L	40.49	3	13.50	5.50	11.04
误差项	14.71	6	2.45		

表 8 $m_0=100\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ 方差分析结果

Table 8 Results of ANOVA ($m_0=100\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$)					
参数	S_s	d_f	V	F	$C/\%$
H	556.35	3	185.45	29.73	80.11
D	21.98	3	7.33	1.17	3.17
L	116.11	3	38.70	6.21	16.72
误差项	37.42	6	6.24		

表 9 $m_0=125\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ 方差分析结果

Table 9 Results of ANOVA ($m_0=125\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$)					
参数	S_s	d_f	V	F	$C/\%$
H	540.08	3	180.03	21.10	75.27
D	12.22	3	4.07	0.48	1.70
L	165.25	3	55.08	6.46	23.03
误差项	51.20	6	8.53		

3.3 补充测试验证

在直观分析部分,采用田口法得到了不均匀度的最优水平组合。然而需要注意的是,这一假设的前提是参数之间的相互作用效应并不显著。由此,

本文进一步开展了补充试验,以评估相互作用的影响。试验的具体过程是将最优组合下的实际测试信噪比与通过主效应预测的信噪比进行比较,如果差异在±2 dB 以内,则认为相互作用的影响很小。基于主效应预测的信噪比 S_{pre} 可表示如下

$$S_{pre} = \bar{S} + (S_H - \bar{S}) + (S_D - \bar{S}) + (S_L - \bar{S})$$

(25)

式中: $\bar{S}$ 为所有 16 种情况下信噪比的总平均值; S_H 、 S_D 、 S_L 分别为参数 H 、 D 、 L 最佳水平对应的平均信噪比,即 H_4 、 D_4 和 L_2 。

基于式(25)和最优组合的模拟结果,不同质量流量下 S_{pre} 的预测结果如表 10 所示,其中 S_{sim} 定义为模拟测试得到的信噪比。可以看出,不同质量流量下实际测试和预测结果的差值均小于±2 dB。

表 10 补充测试验证结果

Table 10 Results of additional confirmation tests

$m_0 / (\text{kg} \cdot \text{h}^{-1})$	S_{pre}	S_{sim}	$ S_{pre} - S_{sim} $
51	-14.24	-12.73	1.51
75	-21.16	-19.76	1.40
100	-24.73	-22.77	1.96
125	-27.71	-25.86	1.85

3.4 最优组合分析验证

根据 3.1 节分析结果,得到的最佳组合为 $H_4D_4L_2$ 。为了保证可靠性,选择本研究中的基准案例与优化得出的最优组合进行对比。基准案例水平组合为 $H_3D_1L_1$,不包括在 16 个正交案例中。图 16 给出了不同参数组合下分配器的不均匀度随质量流量的变化。由图可见,在较宽的流量范围内,最优组合的不均匀度比基准案例降低了6.6%~19.3%。

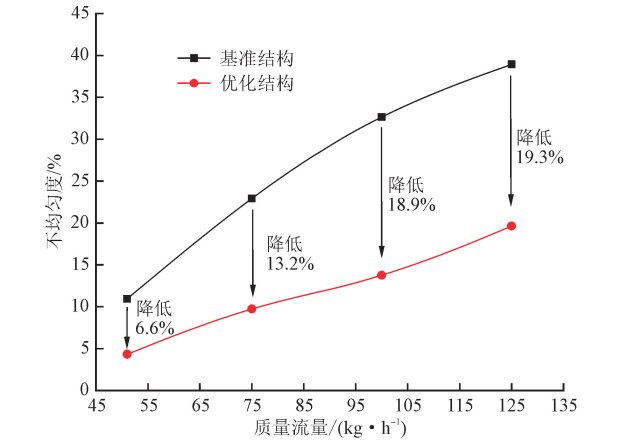


图 16 最优参数组合与基准案例的对比
Fig. 16 Comparison of optimal combination and base case

4 结 论

基于 Euler-Euler 两相流动模型,研究了腔体高度、腔体直径以及支管插入深度 3 种分配器混合腔体结构参数对分配不均匀性的影响,同时结合田口法对上述参数进行了不同质量流量下的敏感性分析及参数优化,得到了相应参数的影响权重及最优参数组合,主要结论总结如下。

(1)随着腔体高度与腔体直径的增大,气液两相流混合效果得到改善,分配不均匀度逐渐下降。随着支管插入深度的增大,不均匀度先下降后增大,当插入深度为 5 mm 时,不均匀度出现最低值,此时气液两相流的分配效果最优。

(2)采用田口法直观分析和方差分析法对 3 种结构参数进行了敏感性分析,发现随着质量流量的增大,腔体高度与插入深度的贡献率逐渐增大,腔体直径的贡献率逐渐减小,表明随着质量流量的增大,分配均匀性对腔体直径的依赖程度降低。质量流量在 75 kg · h⁻¹ 以下时,贡献率由大到小依次为腔体高度、腔体直径、插入深度;当质量流量超过 100 kg · h⁻¹ 时,贡献率由大到小依次为腔体高度、插入深度、腔体直径。

(3)基于信噪比补充测试验证得到了分配器最优参数组合 $H_4D_4L_2$,与单因素分析中得到的插入深度最优值为 5 mm 的结论进行了相互印证。同时,将最优参数组合与基准案例进行了比较,发现最优组合的不均匀度比基准案例的降低了 6.6%~19.3%。

参考文献:

[1] ZHI Changshuang, LI Jinbo, ZHAO Fufeng, et al. Numerical study on the effects of circuits on thermal-hydraulic performance in an indoor unit with small diameter in air conditioner [J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2023, 42: 102740.

[2] 刘璐, 刘艳涛, 詹飞龙, 等. 提高制冷剂分流均匀性的分配器连接管结构设计 [J]. 制冷学报, 2022, 43 (1): 151-157.

[3] LIU Lu, LIU Yantao, ZHAN Feilong, et al. Structure optimization of connecting tubes of distributor for improving the distribution uniformity of refrigerant [J]. Journal of Refrigeration, 2022, 43(1): 151-157.

[4] 韩清. 制冷剂分液器性能研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2014.

[4] KAERN M R, BRIX W, ELMGAARD B, et al. Performance of residential air-conditioning systems with

- flow maldistribution in fin-and-tube evaporators [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2011, 34(3): 696-706.
- [5] TUO Hanfei, HRNJAK P. Flash gas bypass in mobile air conditioning system with R134a [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2012, 35(7): 1869-1877.
- [6] KIM J H, BRAUN J E, GROLL E A. A hybrid method for refrigerant flow balancing in multi-circuit evaporators: upstream versus downstream flow control [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2009, 32(6): 1271-1282.
- [7] YAO Yufang. Evaluation and visualization of refrigerant two-phase flow in distributor [D]. Urbana, IL, USA: University of Illinois at Urbana-Champaign, 2019.
- [8] 高扬, 翁晓敏, 丁国良, 等. 适合小管径空调器的分配器分流性能评价与结构优化 [J]. *制冷学报*, 2016, 37(2): 93-100.
- GAO Yang, WENG Xiaomin, DING Guoliang, et al. Distribution performance assessment and structure optimization of distributor applied in small-diameter air conditioner [J]. *Journal of Refrigeration*, 2016, 37(2): 93-100.
- [9] WEN Maoyu, LEE C H, TASI J C. Improving two-phase refrigerant distribution in the manifold of the refrigeration system [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2008, 28(17/18): 2126-2135.
- [10] PU Liang, NIAN Luozhu, ZHANG Derun, et al. Study of refrigerant mal-distribution and optimization in distributor for air conditioner [J]. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 2021, 46: 101261.
- [11] ZHANG Derun, PU Liang, NIAN Luozhu, et al. Optimization study on the structure and the flow of a refrigerant distributor for air conditioner [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2021, 131: 847-856.
- [12] WANG Dandong, LIU Cichong, YU Dengjia, et al. Influence factors of flow distribution and a feeder tube compensation method in multi-circuit evaporators [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2017, 73: 11-23.
- [13] 梁法春, 王栋, 杨桂云, 等. 气液两相流临界分配特性及相分离控制 [J]. *西安交通大学学报*, 2015, 49(1): 53-58.
- LIANG Fachun, WANG Dong, YANG Guiyun, et al. Gas-liquid two-phase flow critical distribution characteristic and phase splitting control [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2015, 49(1): 53-58.
- [14] 梁法春, 杨桂云, 王金龙, 等. 基于临界分流理论的气液两相流均匀分配器 [J]. *化工学报*, 2014, 65(10): 3798-3804.
- LIANG Fachun, YANG Guiyun, WANG Jinlong, et al. Equal distribution of gas-liquid two-phase flow based on critical flow theory [J]. *CIESC Journal*, 2014, 65(10): 3798-3804.
- [15] 陈星. 制冷剂分液器分配性能的评价及优化 [D]. 西安: 西安建筑科技大学, 2022.
- [16] YOSHIOKA S, KIM H, KASAI K. Performance evaluation and optimization of a refrigerant distributor for air conditioner [C]//ASME/JSME 2007 Thermal Engineering Heat Transfer Summer Conference collocated with the ASME 2007 InterPACK Conference. New York, USA: ASME, 2007: 603-609.
- [17] 徐博, 张驰, 陈江平, 等. 积液型两相流分配器的性能与优化 [J]. *上海交通大学学报*, 2015, 49(1): 91-95, 100.
- XU Bo, ZHANG Chi, CHEN Jiangping, et al. Performance and optimization of a refrigerant distributor [J]. *Journal of Shanghai Jiaotong University*, 2015, 49(1): 91-95, 100.
- [18] ZHANG Chi, WANG Dandong, CHEN Jiangping, et al. Experimental and numerical investigations of the double-barrel distributor for air conditioner [J]. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 2015, 23(3): 1550018.
- [19] 高扬, 翁晓敏, 丁国良, 等. 不同制冷工质在分配器中的分配特性分析及结构优化设计 [J]. *制冷技术*, 2015, 35(3): 28-33.
- GAO Yang, WENG Xiaomin, DING Guoliang, et al. Analysis of distribution characteristics and design of structure optimization of distributor for different refrigerants [J]. *Chinese Journal of Refrigeration Technology*, 2015, 35(3): 28-33.
- [20] 刘璐, 詹飞龙, 丁国良, 等. 空调用不同类型压降式分配器分流均匀性的实验对比 [J]. *制冷学报*, 2022, 43(6): 25-32.
- LIU Lu, ZHAN Feilong, DING Guoliang, et al. Experimental comparison on distribution uniformity among different types of refrigerant distributors used in air-conditioners [J]. *Journal of Refrigeration*, 2022, 43(6): 25-32.
- [21] ZHI Changshuang, ZHANG Yixiao, ZHU Chao, et al. Numerical analysis and artificial neural network-based prediction of two-phase flow pressure drop of refrigerants in T-junction [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2022, 137: 34-42.
- [22] HAN Qing, ZHANG Chi, CHEN Jiangping. Experi-

- mental and CFD investigation of R410a distributors for air conditioner [J]. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 2014, 22(2): 1440002.
- [23] ROACHE P J. Perspective: a method for uniform reporting of grid refinement studies [J]. *Journal of Fluids Engineering*, 1994, 116(3): 405-413.
- [24] NAIK H, TIWARI S. Thermal performance analysis of fin-tube heat exchanger with staggered tube arrangement in presence of rectangular winglet pairs [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2021, 161: 106723.
- [25] EÇA L, HOEKSTRA M. Evaluation of numerical error estimation based on grid refinement studies with the method of the manufactured solutions [J]. *Computers & Fluids*, 2009, 38(8): 1580-1591.
- [26] WANG Heng, LIU Yingwen, YANG Peng, et al. Parametric study and optimization of H-type finned tube heat exchangers using Taguchi method [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 103: 128-138.
- [27] ZHI Changshuang, REN Yunhong, MIAO Ale, et al. Numerical investigation of slit fin at different Reynolds numbers: a sensitivity analysis and optimization by Taguchi methodology [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2022, 138: 106393.
- (编辑 李慧敏 刘杨)