

文章编号:0253-4339(XXXX)XX-0001-08

doi: 10.12465/issn.0253-4339.20260125001

## 基于联合仿真的微通道分液冷凝器研究

连泽凯<sup>1,2</sup> 郑晓斌<sup>1,2</sup> 陈健勇<sup>1,2</sup> 陈颖<sup>1,2</sup> 罗向龙<sup>1,2</sup> 梁颖宗<sup>1,2</sup> 何嘉诚<sup>1,2</sup> 杨智<sup>1,2</sup>

(1 广东工业大学材料与能源学院 广州 510006; 2 广东省功能软凝聚态物质重点实验室 广州 510006)

**摘要** 分液冷凝器由气液分离单元与换热管组成,二者存在强耦合:分离性能影响换热管的传热与流动,而换热管压降是分离的主要驱动力,但现有研究均未考虑该关联。本文考虑分液效果与管程压降的相互影响,提出耦合联箱-小孔分离单元三维CFD模型与换热管一维模型的联合仿真,获得微通道分液冷凝器(LMC)的局部和整体性能并与常规微通道冷凝器(CMC)进行对比,揭示气液分离对换热性能的影响机制。结果表明,联合仿真模型预测结果与实验结果较为一致。虽然 LMC 的气液分离效率仅为 36.2%,但 LMC 相对于 CMC 的综合性能提升了 16.6%。LMC 第三管程传热系数减小,导致换热量下降了 276.2 W,其压降下降主要发生在第二管程和第三管程。要充分发挥分液冷凝的效果,需对分液隔板结构和管程布置协同设计。

**关键词** 分液冷凝;微通道冷凝器;联合仿真;分液效率

中图分类号: TB61<sup>+</sup>1;TB657.5

文献标识码: A

## Co-Simulation-Based Research on Microchannel Condensers with Liquid Separation

Lian Zekai<sup>1,2</sup> Zheng Xiaobin<sup>1,2</sup> Chen Jianyong<sup>1,2</sup> Chen Ying<sup>1,2</sup> Luo Xianglong<sup>1,2</sup>

Liang Yingzong<sup>1,2</sup> He Jiacheng<sup>1,2</sup> Yang Zhi<sup>1,2</sup>

(1. School of Materials and Energy, Guangdong University of Technology, Guangzhou 510006, China; 2. Guangdong Provincial Key Laboratory of Functional Soft Condensed Matter, Guangzhou 510006, China)

**Abstract** A liquid-separation condenser consists of a vapor-liquid separation unit and heat-exchange tubes, which are strongly coupled. The separation performance governs the heat transfer and flow behavior in the tubes, while the pressure drop across the tubes serves as the primary driving force for separation. However, existing studies have yet to account for this coupling. This study proposes a co-simulation model that couples a three-dimensional computational fluid dynamics (CFD) model of the header-orifice separation unit with a one-dimensional model of heat-transfer tubes by accounting for the mutual influence between the separation effect and tube-side pressure drop. The local and overall performances of the liquid-separation microchannel condenser (LMC) is obtained. A comparison with a conventional microchannel condenser (CMC) is conducted to reveal the mechanism of the effects of vapor-liquid separation on heat transfer performance. The results show that the predictions of the co-simulation model are in agreement with the experimental data. Although the vapor-liquid separation efficiency of the LMC is only 36.2%, the overall performance of the LMC is improved by 16.6% compared with that of the CMC. Moreover, the decreased heat-transfer coefficient in the third tube pass of the LMC leads to a 276.2 W reduction in the heat transfer rate, whereas the pressure drop reduction of the LMC occurs mainly in the second and third tube passes. To fully realize the benefits of liquid-separation condensation, the orifice-baffle structure and the tube pass arrangement must be simultaneously optimized.

**Keywords** phase-separation condensation; microchannel condenser; co-simulation; liquid-separation efficiency

在管内冷凝过程中,随着液相占比逐渐增大,液膜不断积聚增厚,导致热阻上升及传热性能恶化。

彭晓峰等<sup>[1]</sup>提出分液冷凝技术,通过在冷凝流程中主动实施气液分离:将已凝结的液相及时排出,使未冷

收稿日期:2026-01-25;修回日期:2026-03-03;录用日期:2026-03-16

责任编辑:王亚薇

基金项目:国家自然科学基金(52476003, 52376003)资助项目。(The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (No.52476003, No.52376003).)



移动阅读

凝的气相进入后续冷凝段,从而维持珠状冷凝或薄液膜冷凝状态,以实现持续高效传热,整体提升冷凝器性能。根据气液分离机制的不同,分液冷凝器主要可分为联箱-小孔型、T型管及金属丝网型等<sup>[2]</sup>。其中,联箱-小孔型分液冷凝器在提升传热系数的同时,还能有效降低流动阻力<sup>[2]</sup>,因而受到广泛关注。

学者针对联箱-小孔型分液冷凝器开展了大量实验研究。Zhong T. M. 等<sup>[3]</sup>在不同制冷剂质量流速、冷凝温度等条件下,实验对比了分液冷凝器和普通冷凝器的性能并发现当质量流速大于  $590 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$  或干度( $x$ )大于 0.57 时,分液冷凝器具有更优的传热系数( $K$ ),同时压降( $\Delta p$ )显著降低 30.5%~52.6%。类似效果也在双排分液冷凝器中被证实<sup>[4]</sup>。Ye Liang 等<sup>[5]</sup>通过可视化实验观察到 LMC(微通道分液冷凝器, liquid-separation microchannel condenser) 的流量分配更加均匀,换热量提升 9.5%、制冷剂流量提高 13.34%。分液冷凝可使热泵热水器的 COP(性能系数, coefficient of performance) 提升 0.19<sup>[6]</sup>。这些实验研究证实了分液冷凝的优势,获得了分液冷凝器的整体性能,但无法获得换热管局部  $K$  和  $\Delta p$  与联箱-小孔分离单元的气液分离性能,难以揭示气液分离性能对换热器的影响。

为获取局部特性,学者们采用数学建模的方法对分液冷凝器进行了模拟。Hua Nan 等<sup>[7]</sup>建立了管翅式联箱-小孔型冷凝器理论模型,假设气液分离效率( $\eta$ )为 100%,预测的  $K$  和  $\Delta p$  与实验结果误差在  $\pm 30\%$  以内。通过优化管程布局,可使分液冷凝器的综合性能进一步提升 5%~9%<sup>[8]</sup>。虽然数学模型获得了分液冷凝器的换热管局部性能变化,但这些研究均基于假设的  $\eta$ ,无对应的结构设计。为揭示联箱-小孔型分离单元的分离性能,有学者采用 CFD(计算流体力学, computational fluid dynamics) 开展了三维数值模拟。黄鲲鹏等<sup>[9]</sup>采用 CFD 建立了三维联箱-小孔型分离单元模型,发现分离单元中两相流动复杂,存在气液夹带,液体难以完全分离。Huang Kunteng 等<sup>[10]</sup>发现当制冷剂的入口质量流量为  $12 \text{ g/s}$  时,气液夹带与孔板漏气使最大  $\eta$  仅为 51.94%。通过 CFD 可获得联箱-小孔型分离单元两相流动和气液分离性能,但在分液冷凝器中,分离单元中小孔隔板上下压差由管程  $\Delta p$  决定,作为气液分离主要驱动力的  $\Delta p$  在上述数值仿真中均未考虑,且高效气液分离对  $\Delta p$  的要求苛刻<sup>[11]</sup>。

综上所述,现有分液冷凝器整体性能研究忽略了联箱-小孔型分离单元的真实气液分离性能,而联箱-小孔型分离单元的 CFD 研究割裂了换热管  $\Delta p$  的

影响。分液冷凝器的性能由分离单元和换热管共同决定,分离单元的气液分离效果决定了换热管管程中制冷剂的质量流量( $\dot{m}$ )和  $x$ ,而管程  $\Delta p$  决定了小孔隔板上下压差,影响气液分离效果。因此,换热管和分离单元的性能强耦合,然而目前的理论研究均未考虑该耦合特性。因此,本文提出一种基于联合仿真的分液冷凝器模型,考虑分液效果与管程  $\Delta p$  的相互影响,耦合联箱-小孔分离单元三维 CFD 模型与换热管一维模型,精确捕捉分离单元气液两相流动状态,获得分液冷凝器的局部和整体性能,并与常规冷凝器进行对比,揭示气液分离对换热器性能的影响机制。

## 1 模型介绍

### 1.1 物理模型

本研究选取热泵热水器的外盘管微通道冷凝器为研究对象,共 4 管程,管程布置为 9-7-6-4,每根扁管有 26 个微通道。LMC 在第二管程入口设置分液隔板,气相工质流经第一管程换热成气液两相,在分液隔板上进行气液分离,液相通过分液小孔往联箱下方流动,气相工质则流过第二、三管程进行换热,2 股工质最终在第四管程入口汇合,通过第四管程换热后流出冷凝器。CMC(常规微通道冷凝器, conventional microchannel condenser) 中,联箱内的隔板不设开孔,不存在气液分离。LMC 和 CMC 结构和尺寸一致,如图 1 所示,区别为第二管程入口的隔板是否分液。

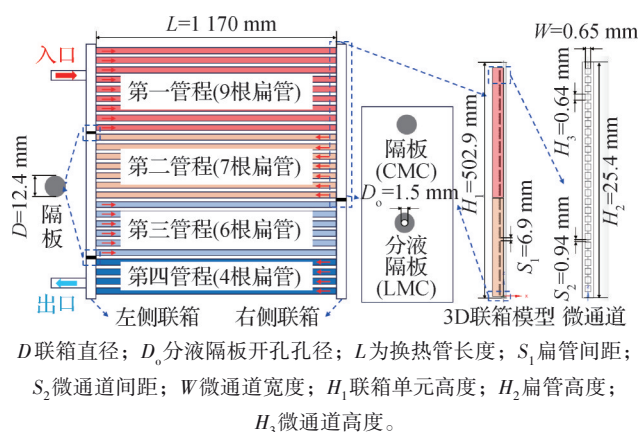


图 1 冷凝器模型

Fig.1 Condenser model

### 1.2 数学模型

#### 1.2.1 换热管的数学模型

在冷凝器中,工质经历过热、两相和过冷,采取等间距微元段划分方法<sup>[12]</sup>,将换热管等长划分为若

干微元段( $i$ )。微元段与所对应的水侧(水侧选取实验中水温为均匀 15 °C 的初始加热状态,忽略水箱壁面的热传导)组成有限体积法的计算单元。对模型建立提出下列假设:

- 1)微通道内工质流动和传热为一维稳态;
- 2)同一微元段内,工质物性不变;但下一微元段由于传热和 $\Delta p$ 其物性改变;
- 3)同一管程各微通道的流量和干度分配均匀;
- 4)基于能量守恒,工质侧和水箱侧的换热量分别计算如下:

$$Q_r = K_r A_r (T_r - T_{wall}) \quad (1)$$

$$Q_w = K_w A_w (T_{wall} - T_w) \quad (2)$$

式中: $Q$ 为换热量,kW; $A$ 为传热面积, $m^2$ ; $T$ 为温度,°C;下标 $r, w, wall$ 分别表示工质侧、水侧和壁面。

在单相区, $K$ 的计算基于 V. Gnielinski<sup>[13]</sup>和 F. W. Dittus 等<sup>[14]</sup>提出的关联式, $\Delta p$ 的计算基于 Zhang M. <sup>[15]</sup>提出的关联式,两相区 $K$ 和 $\Delta p$ 的计算分别基于 D. Jige 等<sup>[16]</sup>和 M. Asadi 等<sup>[17]</sup>提出的关联式,水侧 $K$ 的计算基于杨世铭等<sup>[18]</sup>提出的关联式。采用“微元段-管程”的计算方法,具体流程详见文献[6]。

### 1.2.2 联箱-小孔分离单元的数学模型

选取右侧联箱分液隔板以上部分为联箱-小孔分离单元,包括9根入口扁管、7根出口扁管和分液隔板,采用三维非结构化网格划分,为更清晰表示出网格,将最上面一根扁管和分液小孔部分放大,如图2所示。

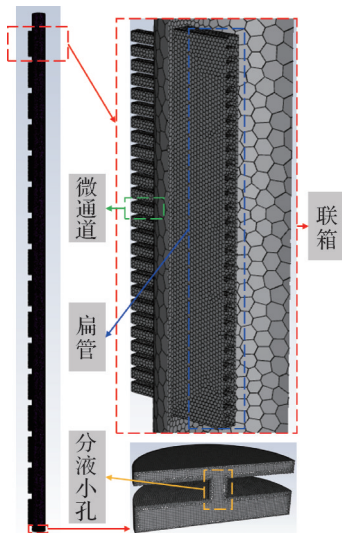


图2 联箱-小孔分离单元网格

Fig.2 Mesh for header-orifice separator unit

为模拟分离单元中的气液两相流动,本文采用欧拉多相流模型,该方法在模拟复杂气液流型演变与相间相互作用方面具有优势,能够有效捕捉冷凝

过程中流型的转变,更多详情与公式参见文献[19]。

基于有限体积法并采用稳态求解器对控制方程进行离散,动量方程、湍流动能方程和湍流耗散率方程均采用二阶迎风离散格式,采用压力-速度耦合,选用SIMPLE算法以提高求解效率。联箱内隔板的出口压力边界通过UDF(用户自定义函数, user define function)进行设定。当控制方程的残差低于 $10^{-3}$ ,且汽相和液相的质量流量随迭代不再显著变化时,认为计算收敛。

分离单元性能用分液率( $F_L$ )、漏气率( $F_V$ )以及气液分离效率( $\eta$ )来表示。气液分离效率定义为实际分离程度与完全分离程度之比,越接近1,表明实际分离效果越接近理想完全分离状态<sup>[20]</sup>。计算如下所示:

$$F_L = \frac{\dot{m}_{o,L}}{\dot{m}_{in,L}} \times 100\% \quad (3)$$

$$F_V = \frac{\dot{m}_{o,V}}{\dot{m}_{in,V}} \times 100\% \quad (4)$$

$$\eta = |F_L - F_V| \quad (5)$$

式中, $m$ 为质量流量,kg/s;下标 $in$ 和 $O$ 分别表示入口和分液口出口, $L$ 和 $V$ 分别表示液相和气相。

为考察网格质量,进行网格无关性验证。图3所示为在不同网格数量下对比分液量( $\dot{m}_{o,L}$ ),当网格数量超过969万时, $\dot{m}_{o,L}$ 趋于稳定,其网格最小正交质量和最大正交偏斜率分别为0.49和0.53,因此选为后续计算的网格数量。

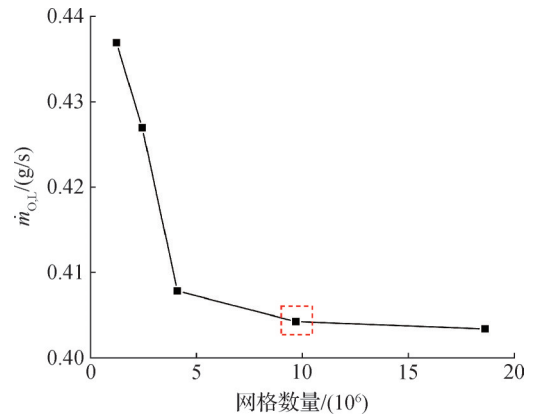


图3 网格无关性验证

Fig.3 Grid independence verification

### 1.3 联合仿真原理

LMC联合仿真由换热管模块和联箱-小孔分离单元模块2部分组成。其中,通过MATLAB计算换热管模块的 $K$ 、 $\Delta p$ 和 $x$ ,而分离单元模块通过CFD预测分离单元的分液性能。如图4所示,第一管程的出口( $\dot{m}_{out,1}, x_{out,1}, p_{out,1}$ )作为分离单元入口,分离单元的 $\eta$ 受

第二和第三管程压降( $\Delta p_2 + \Delta p_3$ )的影响。另一方面,分离单元的出口参数为第二管程的入口条件( $\dot{m}_{in,2}, x_{in,2}, p_{in,2}$ ),受 $\eta$ 影响,进而决定 $\Delta p_2$ 和 $\Delta p_3$ 。为考虑 $\Delta p$ 和 $\eta$ 的强耦合关系,通过编译UDF,将换热管模型计算得出的管程压降赋值至联箱分离单元的分液隔板出口处,实现出口压力的迭代计算,从而完成联合仿真建模,精确捕捉分离单元内气液两相工质的分布特性,获得换热管局部流动换热特性。

LMC的联合仿真计算流程如图5所示。首先通过换热管模型批量计算不同 $\dot{m}_{in}$ 和 $x_{in}$ 下换热管的 $K$ 、 $\Delta p$ 和 $x$ 等参数,形成数据库,编译为UDF导入CFD模型。随后通过换热管模块计算给定工况下工质流经第一管程后的出口参数( $\dot{m}_{out,1}, x_{out,1}, p_{out,1}$ )作为分离单元模块的入口条件,同时,分离单元模块的扁管出口压力设为0 Pa,分液隔板处的出口压力条件通过UDF给定,通过监测分液隔板的分液及漏气,计算第二管程的入口参数( $\dot{m}_{in,2}, x_{in,2}, p_{in,2}$ )并基于入口参数调用数

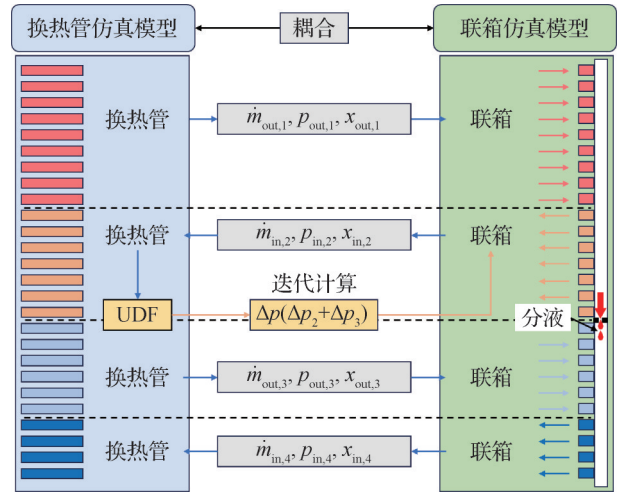


图4 耦合原理

Fig.4 Coupling principle

据库中第二和第三管程的压降( $\Delta p_2$ 和 $\Delta p_3$ ),赋值给分液隔板出口;通过迭代计算获得分离单元性能,从而计算管程中的热力性能,完成整个换热器的性能计算。

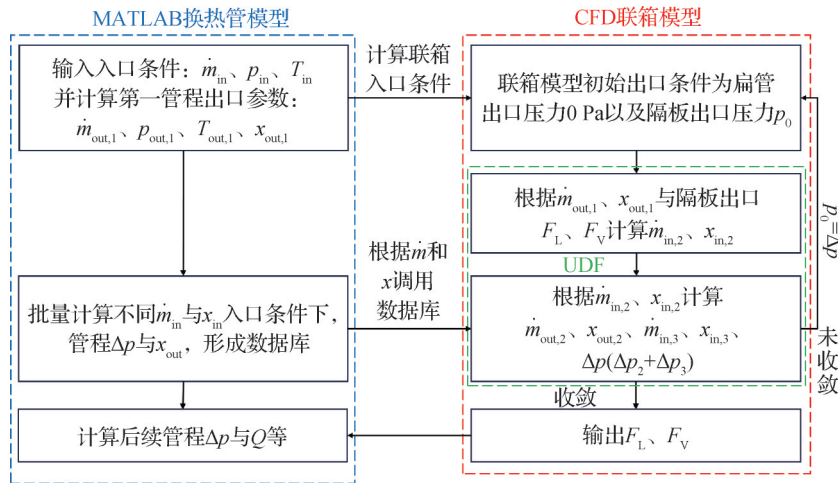


图5 联合仿真模型计算流程

Fig.5 Co-simulation model computational procedure

### 1.4 模型验证

为验证联合仿真模型的准确性,开展了实验验证。实验系统和热泵热水器样机如图6所示。各设备的测试范围及精度如表1所示,更多的实验细节可见文献[6]。热泵热水器包括室外机和冷凝水箱,工质为R32。

采用水箱内水温均匀且水温为15 °C的初始状态进行模型验证,在仿真中用冷凝器入口处的实验参数( $\dot{m}_{in}, p_{in}, T_{in}$ )作为入口条件。表2所示为LMC和CMC实验测量值与仿真预测值之间的换热量( $Q$ )和 $\Delta p$ ,其中, $Q$ 的最大偏差为-4.2%, $\Delta p$ 的最大偏差为8.7%,这可能是由于模型中忽略了分离单元内的局部 $\Delta p$ 。总之,仿真预测结果与实验测量结果较为一致。

## 2 结果分析

本文在相同条件下( $\dot{m}_{in}=11$  g/s, $p_{in}=1.95$  MPa, $T_{in}=45.8$  °C,水温为15 °C)对LMC和CMC分别进行了仿真研究,首先对比了两者整体性能,对联箱-小孔分离单元的气液分离性能进行分析,然后对比了每个管程的性能,最后研究了两者局部性能。

### 2.1 整体性能对比

图7所示为LMC和CMC的换热量 $Q$ 和 $\Delta p$ 。可以看出,LMC的 $Q$ 相对于CMC下降30.24 W,降幅为0.88%,但 $\Delta p$ 得到了改善,相对于CMC下降15.01%。

为了综合衡量传热与流动阻力,采用综合评价因子( $\theta$ )对LMC进行评价。可以发现 $\theta$ 提升了

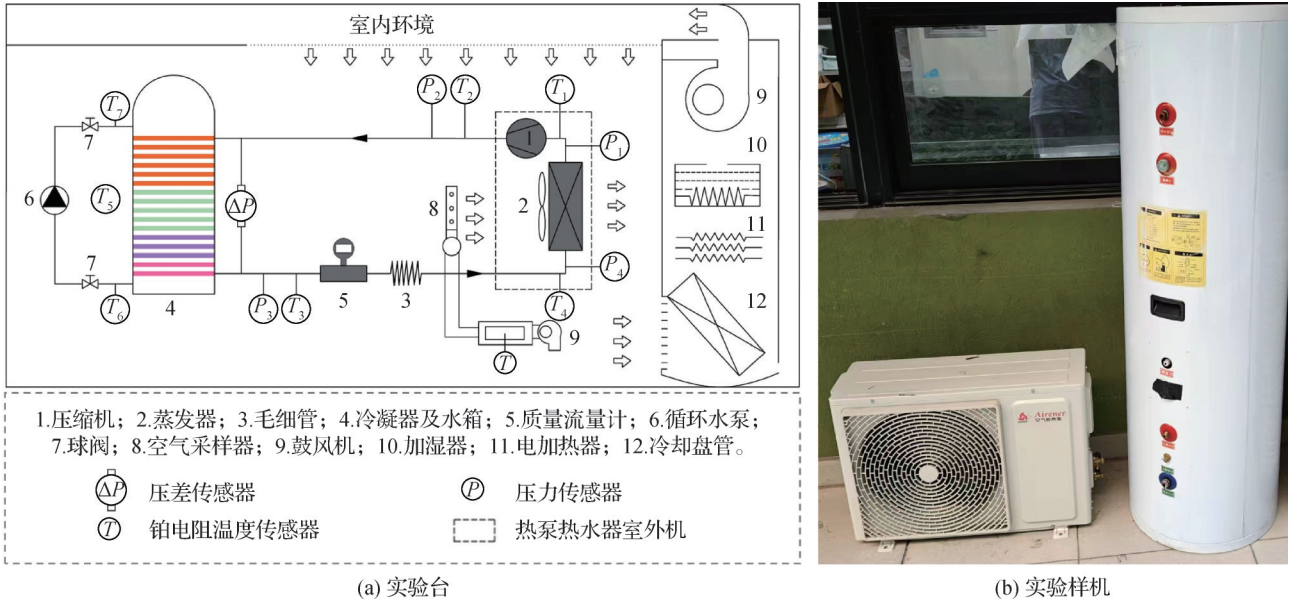


图6 热泵热水器

Fig.6 Heat pump water heater

表1 主要测试设备及精度

Tab.1 Main test equipment and their accuracy

参数	设备	测试范围	精确度
工质流量 $\dot{m}$	质量流量计	0~378 g/s	$\pm 0.2\%$
压力 $p$	压力传感器	-100~5 000 kPa	$\pm 0.5\%$
压差 $\Delta p$	压差传感器	-2 000~2 000 kPa	$\pm 0.1\%$
温度 $T$	T型热电偶	-200~350 °C	$\pm 0.5$ °C

16.6%, LMC的综合性能更优。 $\theta$ 的计算如下:

$$\theta = \left( \frac{Q_{LMC}}{Q_{CMC}} \right) / \left( \frac{\Delta p_{LMC}}{\Delta p_{CMC}} \right) \quad (6)$$

联箱-小孔分离单元的气液分离性能决定管程流量,进而对冷凝器的热力性能产生影响。图8所示为分离单元内气液两相流动情况,一方面,由于从微通道出来的流速较高,冲击联箱壁面后部分液相沿壁面向下流动,部分形成小液滴,气相与液滴剧烈混合,造成气液夹带,使大量液相随气相从出口扁管流出,因此 $F_L$ 仅为48.7%。另一方面,分离单元入口干度较高( $x=0.64$ ),进入分离单元的液相总量较少,同时气相夹带进一步削减了分液量,导致分液隔板上

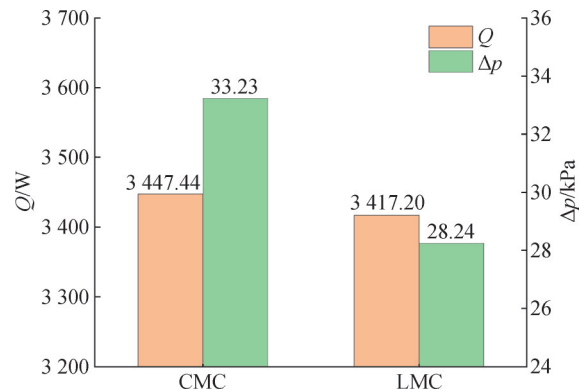


图7 不同冷凝器整体性能对比

Fig.7 Comparison of the overall performance of different condensers

方的积液严重不足,而分液隔板的小孔直径( $D_o$ )为1.5 mm,分液孔径较大,分液隔板上方无法形成稳定的液封,导致部分气相直接从分液孔排出,发生了漏气现象, $F_v$ 为12.5%。在气液夹带和分液孔漏气的影响下,最终,分离单元的 $\eta$ 仅为36.2%。

## 2.2 管程性能对比

图9所示为LMC和CMC每个管程的换热量和压

表2 实验验证

Tab.2 Experimental validation

冷凝器	入口条件			$Q$			$\Delta p$		
	压力/MPa	流量/(g/s)	过热度/°C	预测值/kW	实验值/kW	偏差*/%	预测值/kPa	实验值/kPa	偏差*/%
CMC	1.959	11.22	16.9	3.50	3.36	-4.2	36.9	39.0	5.4
LMC	1.975	11.15	14.8	3.42	3.38	-1.2	28.3	31.0	8.7

注:\*偏差=(实验值-预测值)/实验值×100%。

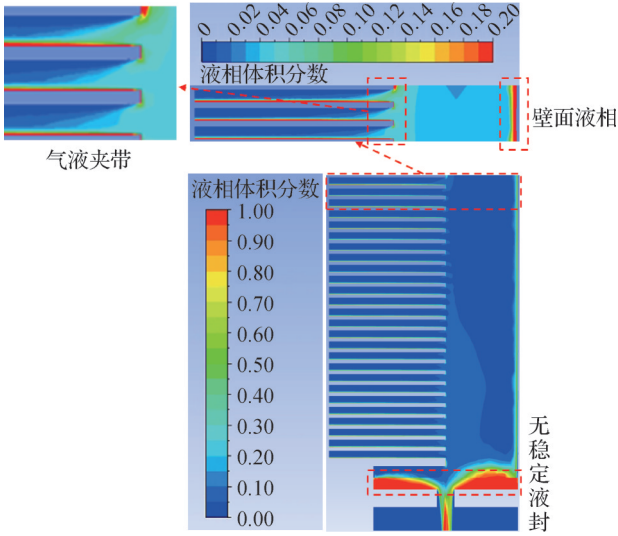
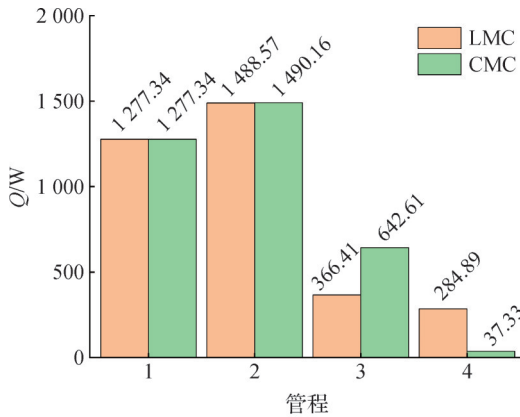
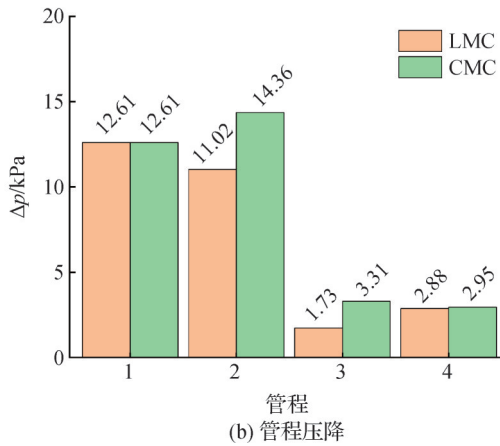


图8 联箱-小孔分离单元的气液分离

Fig.8 Liquid-vapor separation in a header-orifice separation unit



(a) 管程换热量



(b) 管程压降

图9 换热器管程性能对比

Fig.9 Performance comparisons of tube pass within the condensers

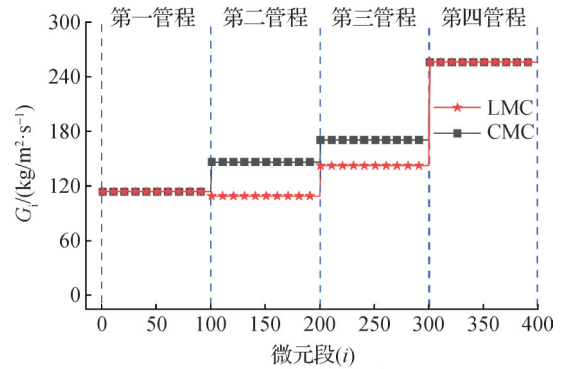
降的对比。在第一管程中,由于结构和入口参数均相同,因此LMC和CMC的 $Q$ 和 $\Delta p$ 一致。从第二管程开始,由于LMC的第二管程入口具有气液分离,二者性能出现差异,在第二管程中,LMC的 $Q$ 略有下降。

在第三管程中,LMC换热量相对CMC下降276.2 W,但在第四管程中相对CMC上升了247.6 W。对于 $\Delta p$ ,除第一管程外,其余管程中LMC的 $\Delta p$ 相较于CMC均得到改善,降幅分别为23.2%、47.6%和2.5%。

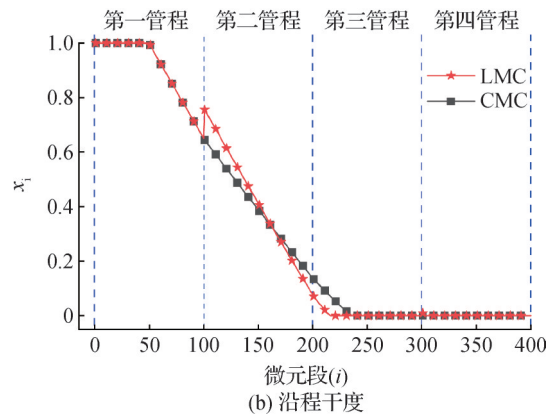
### 2.3 局部性能的沿程对比

图10所示为局部质量流速( $G_i$ )和沿程干度( $x_i$ )的变化。对于CMC,扁管数随着管程的变化由9逐渐减少至4,流通面积减少,因此 $G_i$ 随管程逐渐提升,由113.9 kg/(m<sup>2</sup>·s)提升至256.3 kg/(m<sup>2</sup>·s)。对于LMC,在分液的作用下,LMC在第二管程中 $G_i$ 略低于第一管程,同时LMC的 $G_i$ 在第二、三管程中低于CMC,直至分液流量在第四管程混合,LMC和CMC的 $G_i$ 又变为一致。如图10(b)所示,入口的过热工质经换热后在第一管程51%处进入两相段;CMC的干度连续并逐渐降低,直至第三管程39%处进入过冷。在靠近第二管程的入口处,由于LMC中部分液体被排出, $x_i$ 发生突变,变成0.76,而在CMC中 $x_i$ 连续变化,为0.64。使换热管壁面贴附的冷凝液减少,气相与壁面直接接触,热阻减少,但同时工质 $m$ 减小,导致 $x_i$ 下降更快,在第二管程67%处 $x_i$ 小于CMC,并在第三管程19%处出现过冷,早于CMC。

图11(a)所示为工质局部传热系数( $K_i$ )的变化。



(a) 局部质量流速



(b) 沿程干度

图10 局部质量流速与干度沿程变化

Fig.10 Variation of local mass flux and vapor quality along the flow direction

可见,分液后, $K_i$ 略有提升,由 $5998.8\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 升至 $6264.9\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ,提升 $4.4\%$ ,这是由于 $x_i$ 的提升效果抵消了 $G_i$ 的减小。但在后续管程(第二管程后半段与第三管程)由于迅速下降的 $x_i$ 以及更小的 $G_i$ 使 $K_i$ 小于CMC,而第四管程的 $K_i$ 的上升主要是 $G_i$ 的变大以及工质混合后 $x_i$ 略有提升。图11(b)所示为工质局部压降变化。结果表明,在第二、第三管程,LMC的 $\Delta p_i$ 显著低于CMC,这主要源于 $G_i$ 的减小。此外,在第四管程,LMC的 $\Delta p_i$ 在入口处短暂高于CMC,这是从第三管程出来的过冷工质与来自分液隔板的漏气与分液混合使工质 $x_i$ 提升的结果。

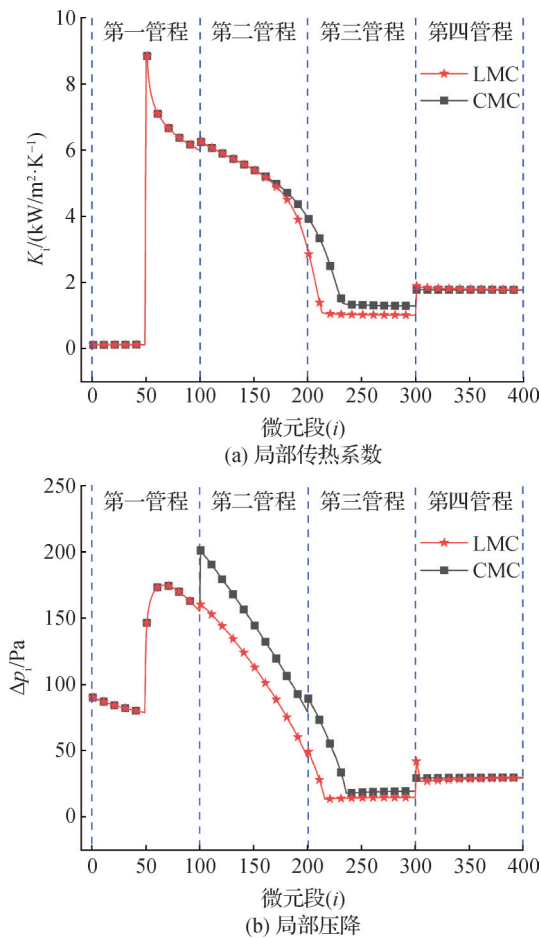


图11 局部传热系数与局部压降沿程变化

Fig.11 Variations of local heat transfer coefficient and local pressure drop along the flow direction

### 3 结论

本文构建了CFD机箱与MATLAB换热管的联合仿真模型,并开展了实验验证,在相同条件下对比研究了LMC和CMC的性能,研究工况下,得到如下结论:

1)联合仿真模型的结果与实验值较为一致,换

热量最大误差为 $-4.2\%$ ,压降最大误差为 $8.7\%$ 。

2)当分液孔径为 $1.5\text{ mm}$ ,分液隔板无法形成稳定的液膜,气液分离效率仅为 $36.2\%$ ;LMC的总换热量比CMC下降了 $0.88\%$ ,其总压降比CMC显著下降了 $15.01\%$ ,综合性能更优。

3)在第三管程中,LMC质量流速、干度和传热系数均小于CMC,换热量下降了 $276.2\text{ W}$ ,而在第四管程中,LMC的换热量上升了 $247.6\text{ W}$ 。

4)除第一管程外,LMC各管程中的压降分别比CMC下降了 $23.2\%$ 、 $47.6\%$ 、 $2.5\%$ 。

若要同时实现微通道分液冷凝器的换热量提升和压降降低,可对管程和分液小孔进一步开展如下优化:增加第一管程的管数以降低入口干度、适当减小分液小孔直径,确保小孔上方形成稳定液膜,同时其他管程的管数进行调整以匹配由分液导致的质量流量变化。

本文受广东省基础与应用基础研究基金项目(2025A1515011466)和东莞市重大科技项目(20241200300072)资助。(The project was supported by the Guangdong Basic and Applied Basic Research Foundation (No. 2025A1515011466), and the Dongguan Major Science and Technology Project (No. 20241200300072).)

### 参考文献

- [1] 彭晓峰, 吴迪, 陆规, 等. 分液式空气冷凝器: CN200610113304.4 [P]. 2007-06-06. (Peng Xiaofeng, Wu Di, Lu Gui, et al. Liquid-separated air condenser: CN200610113304.4[P]. 2007-06-06.)
- [2] 黄锟腾, 陈健勇, 陈颖, 等. 主动气液调配换热器的研究现状[J]. 制冷学报, 2023, 44(3): 1-13. (Huang Kunteng, Chen Jianyong, Chen Ying, et al. Research status of active vapor-liquid adjusting heat exchangers[J]. Journal of Refrigeration, 2023, 44(3): 1-13.)
- [3] Zhong T M, Chen Y, Zheng W X, et al. Experimental investigation on microchannel condensers with and without liquid-vapor separation headers [J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 73(2): 1510-1518.
- [4] Zhong Tianming, Yang Junrong, Ding Lixing, et al. Heat transfer enhancement of actively-adjusting liquid-vapor in a double-row microchannel condenser[J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2023, 47: 103110.
- [5] Ye Liang, Tong Ming wei, Zeng Xin. Design and analysis of multiple parallel-pass condensers [J]. International Journal of Refrigeration, 2009, 32(6): 1153-1161.
- [6] Chen Jianyong, Chen Liuxing, Lin Xu, et al. Performance of heat pump water heater (HPWH) with and without liquid-separation: Detailed experimental comparisons [J].

- Applied Thermal Engineering, 2020, 179: 115713.
- [7] Hua Nan, Chen Ying, Chen Erxiong, et al. Prediction and verification of the thermodynamic performance of vapor-liquid separation condenser [J]. Energy, 2013, 58: 384–397.
- [8] Pu Jinhuan, Hua Nan, Jian Xiaodong, et al. Performance enhancement mechanisms and optimization of multi-pass parallel flow condensers with liquid-vapor separation [J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2025, 70: 106120.
- [9] 黄鲲鹏, 陈健勇, 陈颖, 等. 联箱-小孔型气液分离器的 CFD 数值模拟 [J]. 制冷学报, 2022, 43(1): 158–166. (Huang Kunteng, Chen Jianyong, Chen Ying, et al. Simulation of vapor-liquid separation in header-baffle with hole using computational fluid dynamics [J]. Journal of Refrigeration, 2022, 43(1): 158–166.)
- [10] Huang Kunteng, Chen Jianyong, Chen Ying, et al. Simulation of vapor-liquid separation in the orifice-baffle header under various operating conditions [J]. Applied Sciences, 2022, 12(16): 7971.
- [11] Zheng Xiaobin, Huang Kunteng, Chen Jianyong, et al. Exploration on separation performance of a header-orifice based vapor-liquid separator working with zeotropic mixture [J]. Applied Thermal Engineering, 2025, 278: 127348.
- [12] Chen Jianyong, Yang Nuo, Li Junjie, et al. Evaluations of heat pump water heater with liquid-separation condensation from perspectives of performance enhancement and heat exchange area reduction [J]. International Journal of Refrigeration, 2024, 161: 21–30.
- [13] Gnielinski V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow [J]. International Chemical Engineering, 1976, 16(2): 359–367.
- [14] Dittus F W, Boelter L M K. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type [J]. University of California Publications in Engineering, 1930, 2(13): 443–461.
- [15] Zhang M. A new equivalent Reynolds number model for vapor shear-controlled condensation inside smooth and micro-fin tubes [D]. University Park: The Pennsylvania State University, 1998.
- [16] Jige D, Mikajiri N, Nobunaga M, et al. Condensation heat transfer of pure refrigerants R1234yf and R32 inside multiple circular minichannels [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2022, 195: 123146.
- [17] Asadi M, Xie Gongnan, Sunden B. A review of heat transfer and pressure drop characteristics of single and two-phase microchannels [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, 79: 34–53.
- [18] 杨世铭, 陶文铨. 传热学 [M]. 4 版. 北京: 高等教育出版社, 2006. (Yang Shiming, Tao Wenquan. Heat transfer [M]. 4th ed. Beijing: Higher Education Press, 2006.)
- [19] 黄鲲鹏. 联箱-小孔型气液调配单元的分离特性及其应用研究 [D]. 广州: 广东工业大学, 2023. (Huang Kunteng. Research on separation mechanism and application of vapor-liquid adjustment unit [D]. Guangzhou: Guangdong University of Technology, 2023.)
- [20] Yang Bin, Su Wen, Deng Shuai, et al. State-of-art of branching T-junction: Experiments, modeling, developing prospects and applications [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2019, 109: 109895.

#### 通信作者简介

陈健勇, 男, 教授, 广东工业大学材料与能源学院, 广东省功能软凝聚态物质重点实验室, 13544552233, E-mail: jianyong@gdut.edu.cn. 研究方向: 空调热泵系统优化, 强化传热技术的研究。

#### About the corresponding author

Chen Jianyong, male, professor, School of Materials and Energy, Guangdong University of Technology, Guangdong Provincial Key Laboratory of Functional Soft Condensed Matter, 86-13544552233, E-mail: jianyong@gdut.edu.cn. Research fields: optimization of air conditioning heat pump system and enhancement of heat transfer technology.

(第二十八届中国科协年会学术论文)