

# 吹胀式平板集热/蒸发器流道结构仿真分析及实验研究

胡宏颢, 黄理浩, 陶乐仁

上海理工大学能源与动力工程学院, 上海

收稿日期: 2024年4月3日; 录用日期: 2024年5月3日; 发布日期: 2024年5月10日

## 摘要

基于Fluent流体动力学仿真软件, 对蛇形、矩形以及六边形三种流道单元进行数值模拟, 得到了各自对应的流道单元温度场与压力场分布云图。仿真结果表明: 相较于矩形流道和传统的蛇形流道而言, 六边形流道拥有更好的传热性能和更小的流动压力损失, 温度分布也更均匀, 采用该结构可以使集热/蒸发器表面平均温度降低。除了采用数值模拟方法之外, 集热/蒸发器流道结构的研究还需要结合实验来看, 本文采用控制变量法对不同流道结构下的热泵系统实际性能进行测试分析。实验结果表明: 与矩形和蛇形两种流道结构相比, 采用六边形流道结构的集热/蒸发器可以有效提高系统的制热COP和集热效率, 分别提高了6.1%、16.4%和7.4%、20.6%。综合来讲, 六边形流道结构是最优结构, 该研究可为集热/蒸发器的结构优化提供借鉴。

## 关键词

数值模拟, 集热/蒸发器, 流道结构, 制热COP, 集热效率

# Roll-Bond Flat Plate Collector/Evaporator Flow Channel Structure Simulation Analysis and Experimental Study

Honghao Hu, Lihao Huang, Leren Tao

Department of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

Received: Apr. 3<sup>rd</sup>, 2024; accepted: May. 3<sup>rd</sup>, 2024; published: May. 10<sup>th</sup>, 2024

## Abstract

Based on Fluent fluid dynamics simulation software, three types of flow channel cells, namely,

文章引用: 胡宏颢, 黄理浩, 陶乐仁. 吹胀式平板集热/蒸发器流道结构仿真分析及实验研究[J]. 建模与仿真, 2024, 13(3): 2069-2078. DOI: 10.12677/mos.2024.133190

serpentine, rectangular and hexagonal, were numerically simulated, and the temperature and pressure field distributions of the corresponding flow channel cells were obtained. The simulation results indicate that the hexagonal flow channel owns better Heat transfer property, smaller flow pressure loss and more uniform temperature distribution than the rectangular flow channel and the traditional serpentine flow channel, and the use of this structure can reduce the average temperature of the collector/evaporator surface. In addition to using numerical simulation methods, the study of collector/evaporator flow channel structures needs to be viewed in conjunction with experiments. In this paper, the control variable method is used to test and analyze the actual performance of the heat pump system under different flow channel structures. The experimental results show that the collector/evaporator with hexagonal flow channel structure can effectively improve the system's heating COP and collector efficiency by 6.1%, 16.4% and 7.4%, 20.6%, respectively, compared with the two flow channel structures of rectangle and serpentine. In general terms, the hexagonal flow channel structure is the prime structure, and this study can provide a reference for the structure optimization of the collector/evaporator.

## Keywords

Numerical Simulation, Collector/Evaporator, Flow Channel Structure, Heating COP, Heat Collection Efficiency

Copyright © 2024 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

## 1. 引言

随着全球能源紧张、气候变暖以及污染加剧等一系列重大问题的持续升温，可再生能源的利用和节能技术的发展已经成为重要议题。目前，在我国，仅建筑运行阶段的能耗就占全国能源总消耗量的 20% 以上[1]，绿色建筑业已成为实现社会可持续发展的重点实施对象之一。太阳能作为地球上可以开发的最大清洁能源，其在建筑节能行业拥有巨大的发展潜能[2]。

为了降低系统能耗，提升系统性能，保证热泵系统在任何环境条件下均能供给热水，可以通过将太阳能热利用与空气源热泵有机结合以组成一种复合热源热泵的方式来实现[3]。该系统可主要分为非直膨式和直膨式两种。相比于非直膨式系统来说，直膨式系统不但结构紧凑，价格低廉，安装便利，而且提高了热泵系统的整体运行性能，有助于绿色建筑的打造。黄文洪[4]等对并联的非直膨式太阳能-空气源热泵热水系统进行了热力学分析，根据分析结果可知：在该热泵系统中，太阳能热水子系统的热损失与焓损失最大，需要对此部分进行合理设计及保温措施；在系统运行过程中，空气源热水子系统的平均 COP 均在 3.1 以上，并且太阳能热水子系统可以直接从太阳处获取所需能量。侯隆澍[5]等对所提出的新型太阳能-空气双热源直膨式热泵系统的运行性能进行了实验研究，结果发现：当太阳辐射强度升高时，系统的电效率和 COP 会逐渐上升，而热效率和综合效率却会逐渐下降；当室外环境温度升高时，除了系统的电效率会下降外，其余三者均呈现出上升的趋势。此外，还发现该系统相比于其他类型的热水器而言，具有较好的经济性。

作为直膨式复合热源热泵系统的关键组成部分，集热/蒸发器传热性能的高低会严重影响系统的运行效率，因而有必要加强对集热/蒸发器结构的改进研究。在提高集热/蒸发器太阳能利用率的同时，尽可能地降低材料的消耗和保证足够的占地空间是相对可行的改进思路[6]。作为集热/蒸发器的主要形式，已有

众多学者对平板式进行了研究分析。如荣维来[7]等对采用平板式集热/蒸发器的直膨式复合热源热泵系统进行实验测试,结果发现在晴天和阴天条件下,双热源系统的制热 COP 均高于单一热源。徐国英[8]等对复合热源热泵系统中螺旋翅片式的平板型集热/蒸发器进行数学建模,以便对其热性能进行分析,模拟结果表明该蒸发器在全年都可以高效地运行,从而有助于热泵系统制造满足温度要求的生活热水。Ma[9]等利用 Fluent 软件研究了不同管径、肋高、肋厚以及管材下的平板型集热/蒸发器的性能,仿真结果表明管径 23 mm、肋高 45 mm、肋厚 4 mm 的铝制管道是最好的选择。

本文所采用的吹胀式平板集热/蒸发器是用石墨将设计好的流道印制在一块铝板上,然后与另一块未被印制的铝板进行轧合,最终通过高压氮气吹胀管路而形成的[10],具有结构简单、成本低廉、运行安全稳定等优点。本文通过对带有吹胀式平板集热/蒸发器的直膨式复合热源热泵系统进行实验研究,以及对不同形状的吹胀式平板集热/蒸发器流道结构的流动传热特性进行模拟分析,以确定优化的流道结构,从而为集热/蒸发器的设计以及复合热源热泵系统的优化提供了依据和指导。

## 2. 直膨式太阳能空气源热泵系统概述

### 2.1. 系统原理

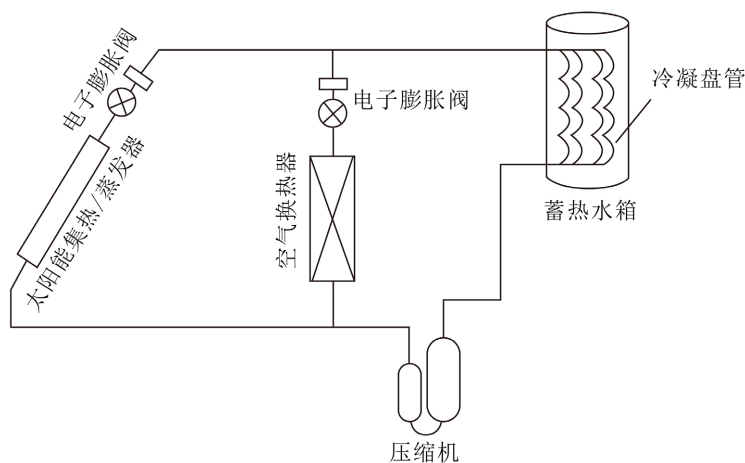


Figure 1. Direct expansion solar air source heat pump system structure schematic diagram  
图 1. 直膨式太阳能空气源热泵系统结构原理图

如图 1 所示,直膨式太阳能空气源热泵系统是由太阳能集热/蒸发器、翅片式空气换热器、压缩机、电子膨胀阀、冷凝器和蓄热水箱等部件组成,系统的蒸发端由吹胀式平板集热/蒸发器和翅片式空气换热器并联而成。其中,吹胀式平板集热/蒸发器作为该系统中最关键的一个部件,其传热性能的好坏会直接影响到热泵系统的运行特性,而在影响集热/蒸发器传热性能的众多因素中,流道结构的形式则是最主要的因素,是有着重大意义的一个研究方向,同时也是本文研究的焦点。

### 2.2. 系统性能评价指标

在实验期间,系统的主要性能评价指标不可能通过直接测量获得,三者均是间接测量值,需根据以下三个公式分别计算得到:

系统制热量  $Q_w$ , 定义为系统向热水输出的加热功率:

$$Q_w = \frac{C_{p,w} \rho_w V_w (T_{w,i+1} - T_{w,i})}{\Delta t} \quad (1)$$

系统供热性能系数  $COP$ ，定义为系统制热量  $Q_w$  和压缩机耗功  $W_{comp}$  的比值：

$$COP = \frac{Q_w}{W_{comp}} \quad (2)$$

集热/蒸发器的集热效率  $\eta$ ，定义为集热/蒸发器有效吸热量  $Q_e$  和投射至集热/蒸发器表面太阳总辐射量  $Q_{col}$  的比值：

$$\eta = \frac{Q_e}{Q_{col}} = \frac{Q_e}{A_p I} \quad (3)$$

式中， $C_{p,w}$  为水的定压比热容， $4200 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ ； $\rho_w$  为水的密度， $\text{kg}/\text{m}^3$ ； $V_w$  为蓄热水箱容积， $\text{m}^3$ ； $T_{w,i}$ 、 $T_{w,i+1}$  分别为  $i$  时刻蓄热水箱的进出水温度， $^\circ\text{C}$ ； $t$  为时间， $\text{min}$ ； $W_{comp}$  为压缩机耗功， $\text{kW}$ ； $A_p$  为集热/蒸发器的集热面积， $\text{m}^2$ ； $I$  为集热/蒸发器表面太阳辐射强度， $\text{W}/\text{m}^2$ 。

### 3. 流道单元计算模型建立及仿真结果分析

#### 3.1. 几何模型建立

采用 ANSYS Workbench 中的 DM 工具对三种不同流道结构单元进行了三维几何建模。如图 2 所示，三种流道结构单元的三维几何模型均由相同尺寸的铝板和相同长度、相同截面面积的流道所组成。

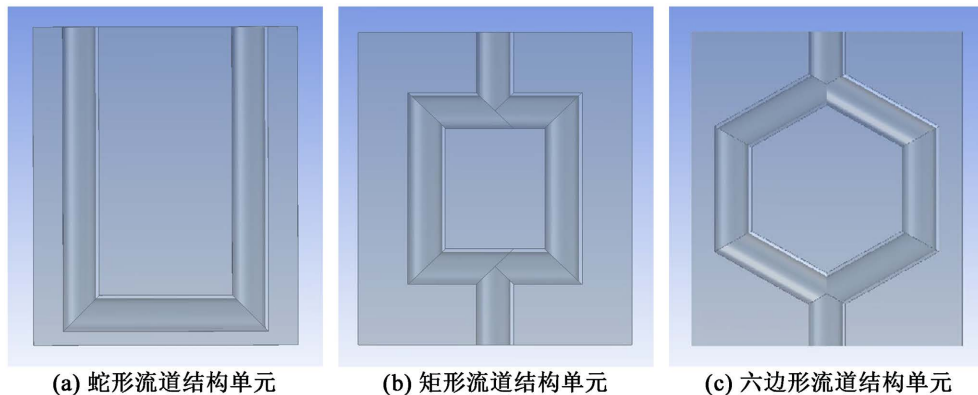


Figure 2. Three types of flow channel structure unit models  
图 2. 三种流道结构单元模型

#### 3.2. 数学模型建立

##### 3.2.1. 流道单元模型假设

对于本文所研究的集热/蒸发器而言，其流道结构的优化可以通过将尺寸较小的单一结构单元按照一定的规律组合成较大的制冷剂流道来实现。出于想要客观比较流道结构对集热/蒸发器流动传热性能有何影响这一目的，本文选择了数值模拟的手段来进行研究。在此次数值分析中并没有涉及相变传热问题，且流道内的温差较小，因而在数学模型建立过程中可作出以下三点假设，即流体的流动为定常流动；流体为单相不可压缩的牛顿流体；忽略重力和密度差异引起的浮力[11]。

##### 3.2.2. 流道单元控制方程

###### 1) 质量守恒方程

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (4)$$

式中： $u, v, w$  为流体速度的三个分量。

### 2) 动量守恒方程

$$u_x \frac{\partial u_i}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_i}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_i}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \left( \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_i}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_i}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

式中： $u_i$  分为  $u_x, u_y, u_z$  三项； $\rho$  为流体密度， $\text{kg/m}^3$ 。

### 3) 能量守恒方程

$$u_x \frac{\partial t}{\partial x} + u_y \frac{\partial t}{\partial y} + u_z \frac{\partial t}{\partial z} = a \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) \quad (6)$$

式中： $a$  为流体热扩散率， $\text{m}^2/\text{s}$ 。

### 3.2.3. 流道单元湍流模型[12]

在本文的数值分析中采用的是 RNG  $k-\varepsilon$  湍流模型，该模型基于雷诺平均的假设，通过求解动量和湍动能方程来获得流体中平均速度和湍流能量的分布。相比于传统的  $k-\varepsilon$  模型而言，其应用范围广泛，精度较高，对湍流边界层问题有较好的适用性。以下为湍流动能  $k$  和湍流耗散率  $\varepsilon$  的方程。

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon \quad (7)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ a_\varepsilon \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2}^* \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (8)$$

其中， $\rho$  为流体密度， $\mu_t$  为湍流粘度，定义为：

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (9)$$

以上三式中：

$$C_{\varepsilon 2}^* = C_{\varepsilon 2} + \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta / \eta_0)}{1 + \beta \eta^3}, \quad \eta = \frac{(2E_{ij} * E_{ij})^{0.5} k}{\varepsilon}, \quad E_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right), \quad (10)$$

$$C_\mu = 0.0845, a_\varepsilon = 1.39, C_{\varepsilon 1} = 1.42, C_{\varepsilon 2} = 1.68, \eta_0 = 4.377, \beta = 0.012$$

### 3.3. 网格模型建立

流道内流体的流动是连续的，直接对其进行求解难度较大。因此，若要大大降低数值计算难度并提高计算精度，则需要在对模型进行仿真之前借助网格划分来将连续流动的流体离散化，以便更好地求解离散化方程组。此外，由于三种不同构型流道单元模型的形状都比较规则，所以为了减小模拟误差，提升计算结果的稳定性，本文采用主流的 CFD 前处理软件 ICEM CFD 进行结构化网格的划分。如图 3 所示，对模型的计算域采用结构化六面体网格划分方式，根据划分后的网格检查情况，三种模型的网格质量均在 0.4 以上，网格质量较好，满足计算要求。

### 3.4. 边界条件设定

本研究是为了比较分析不同构型下的流道结构单元的综合性能，计算软件采用大型 CFD 商用软件 ANSYS Fluent。根据流道内制冷剂流动的特点，这里暂不考虑相变，本文的仿真计算从传热和压力角度来进行，计算采用稳态基于压力求解器。此外，在对流体运动进行设置前，需先计算雷诺数，通过计算



得到其数值远大于 2500，流动为湍流，为了兼顾模拟精度，故选择 RNG  $k-\varepsilon$  湍流模型。计算设置流动工质为液态的 R407C 制冷剂，密度为  $1236.8 \text{ kg/m}^3$ ，导热系数为  $0.09633 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ ，粘度为  $211.13 \times 10^{-6} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ，定压比热容为  $1415.8 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$ 。数值分析时边界条件的具体设定见表 1。

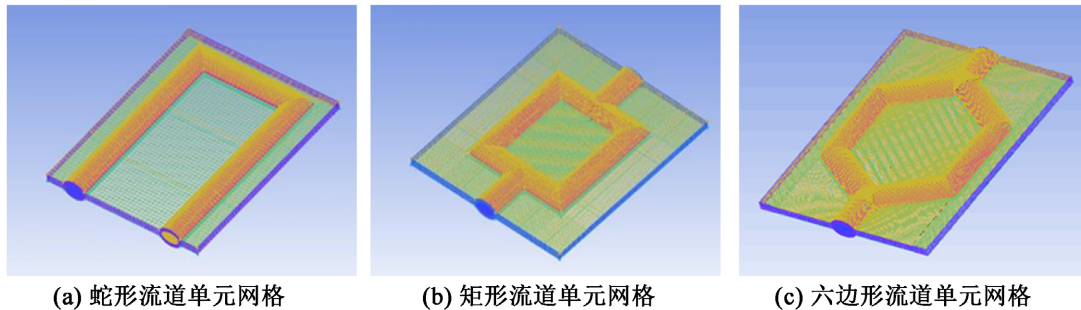


Figure 3. Grid division diagram of three flow channel structure units  
图 3. 三种流道结构单元网格划分图

Table 1. Simulation boundary conditions setting

表 1. 仿真边界条件设置

边界条件	类型	参数
制冷剂进口面	Mass-flow-inlet	流量值: 0.01 kg/s; 温度值: 273 K
制冷剂出口面	Outflow	流量比重: 1
吹胀板单元上表面	Wall	热流量: $600 \text{ W/m}^2$
吹胀板单元下表面	Wall	对流换热系数: $9.5 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$
四周边界面	Symmetry	—
固液交界面	Wall	热力条件: 耦合

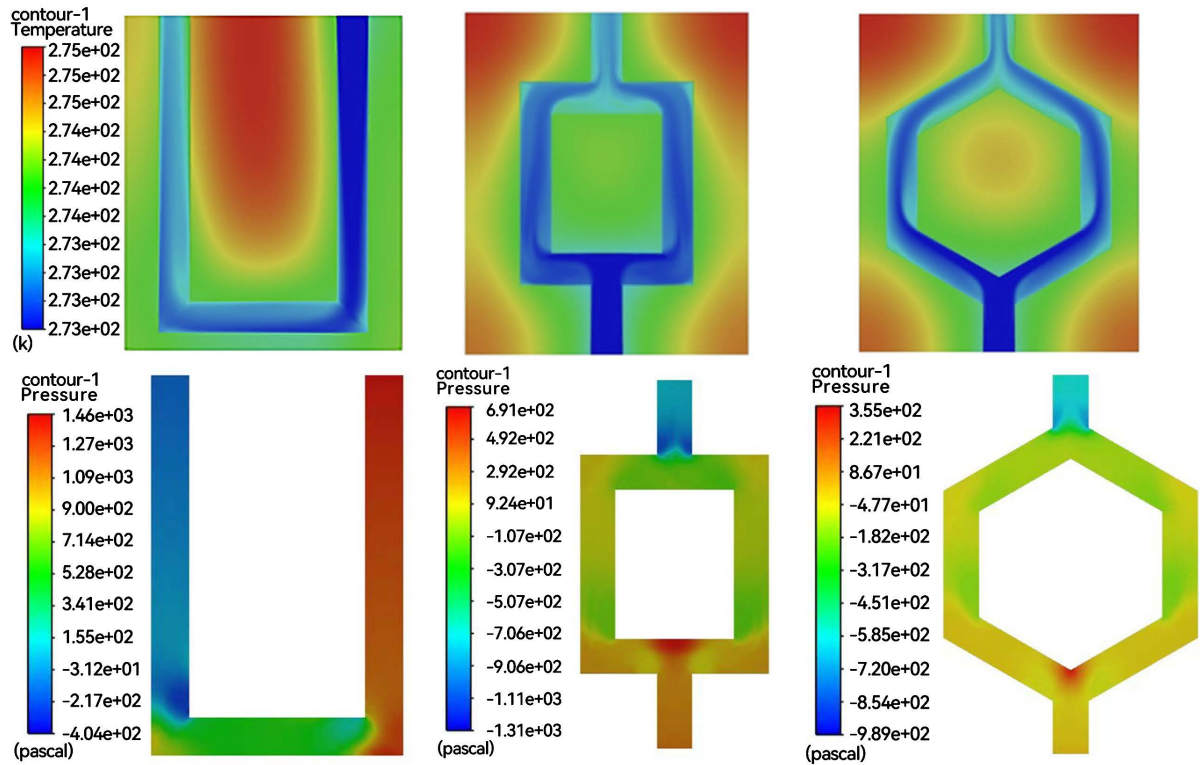
### 3.5. 数值计算结果分析

通过使用 Fluent 对蛇形、矩形以及六边形结构流道单元进行仿真模拟，最终得到如图 4 所示的仿真结果。结果表明，在流道单元面积及环境工况相同的情况下，相比于蛇形流道单元而言，矩形以及六边形结构流道单元的温度分布更均匀。采用蛇形单元时，高温区域分布在固体的中间核心部分，而在采用矩形及六边形单元时，高温区域只分布在固体的边缘部分。这就意味着，在将多个矩形结构单元或六边形结构单元铺满整个平面以展现出完整的制冷剂流道后，可以消除高温区域，这代表着流道内的制冷剂流体可以更有效地吸收集热/蒸发器所接收到的太阳辐射热量，致使固体的平均温度会比采用蛇形结构单元时降低，并使得集热/蒸发器的蒸发温度得到提高，从而进一步提高了热泵系统 COP 及集热效率。此外，由压力分布可知，矩形单元的流动压力损失远大于六边形单元。因此，总的来看，六边形结构流道单元的传热性能更好，温度分布较均匀，板面平均温度较低，流动压力损失更小，综合性能较好。

## 4. 实验结果与分析

本文选取在平均环境温度为  $27^\circ\text{C}$  以及平均太阳辐射强度为  $650 \text{ W/m}^2$  的实验工况下，将采用三种不同流道单元形式的集热/蒸发器的热泵系统进行对比研究，分析集热/蒸发器流道结构形式对系统性能的影响。太阳能集热/蒸发器的连接方式为两板并联，并朝南斜放在室外，与空气换热器并联共同作为系统的蒸发端，系统主要部件参数见表 2。在开始实验前，需要往蓄热水箱内注满自来水，取下太阳辐射照仪盖

子, 检查系统当前状况, 实验过程中, 会自动采集系统的各运行参数并存储在计算机数据采集软件中, 方便后续直接导出到 EXCEL 进行处理, 待蓄热水箱内的水温达到 45℃ 左右时, 停止压缩机的运转, 结束整个实验。



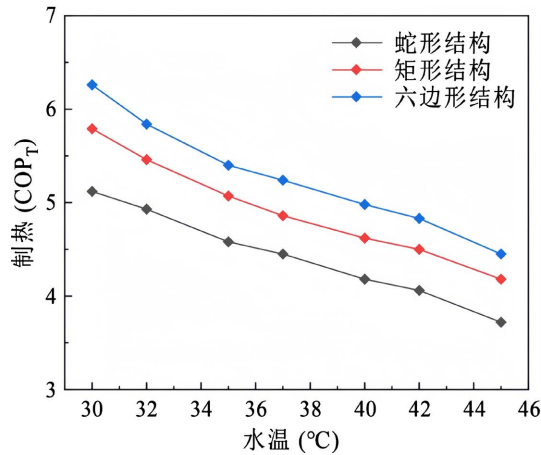
**Figure 4.** Temperature and pressure distributions of flow channel unit with different structures  
**图 4.** 不同结构流道单元的温度和压力分布

**Table 2.** Parameters of the main components of the system  
**表 2.** 系统各主要部件参数

名称	型号	备注
集热/蒸发器	吹胀式	集热面积 3.2 m <sup>2</sup>
空气换热器	翅片式	空气侧换热面积 6.17 m <sup>2</sup>
压缩机	TNB220FFEMC	旋转式变频压缩机
电子膨胀阀	ETS 6	0~480 脉冲
蓄热水箱	承压式	40 L

#### 4.1. 不同流道结构下的热泵系统供热性能系数

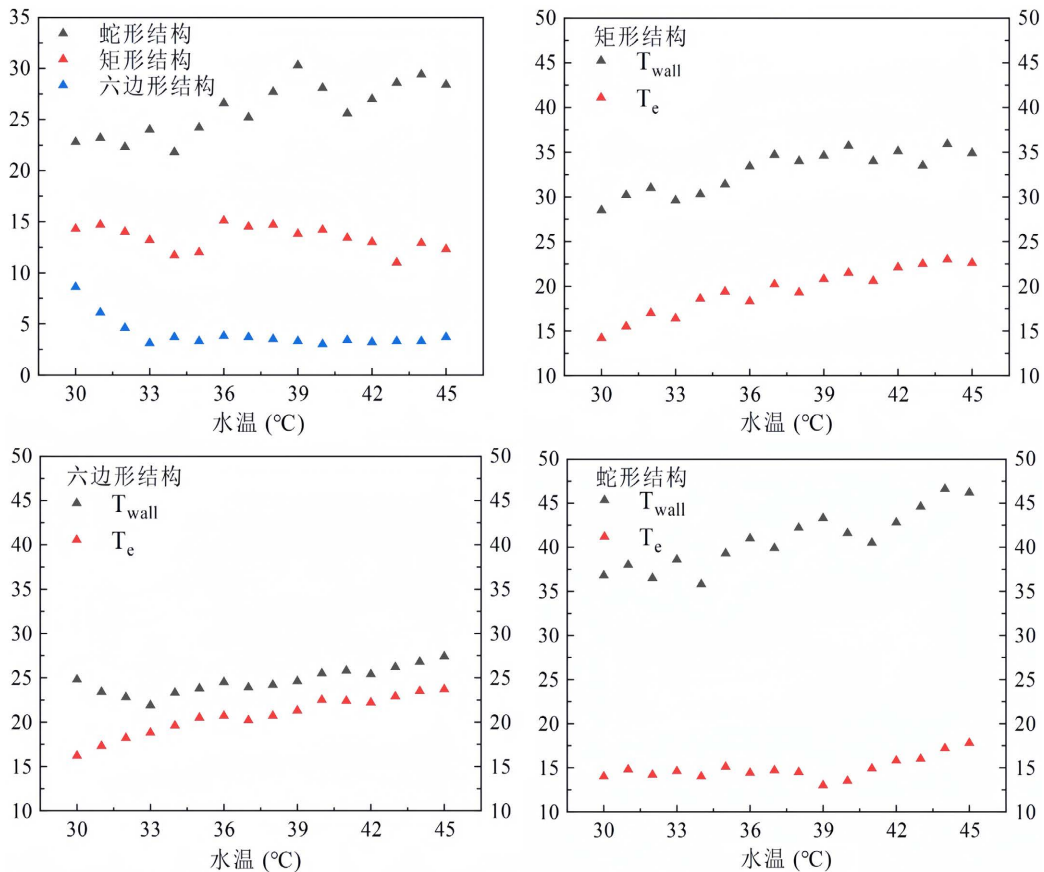
图 5 显示了采用不同流道结构的集热/蒸发器的直膨式热泵系统的 COP。COP<sub>T</sub> 为水温由初始水温上升到设定水温过程中的 COP 平均值。结果表明, 在相同的环境条件下, 不论采用何种流道结构, 随着水箱内的水从 25℃ 被不断加热至 45℃, 系统平均制热 COP 均呈现出不断下降的趋势。采用蛇形、矩形及六边形流道结构的集热/蒸发器时, 系统平均制热 COP 分别为 3.72、4.18 和 4.45。相比于蛇形流道结构和矩形流道结构, 采用六边形流道结构的集热/蒸发器会使热泵系统的 COP 分别提高 16.4% 和 6.1%。



**Figure 5.** Variation of average heating COP of heat pump system with water temperature  
**图 5.** 热泵系统平均制热 COP 随水温变化

#### 4.2. 不同流道结构下的集热/蒸发器传热性能

为了能更好地研究不同流道形式对集热/蒸发器传热性能的影响，需要在实验过程中利用多个温度传感器对集热/蒸发器的表面温度进行测量，然后对其进行平均值计算以得到集热/蒸发器表面平均温度  $T_{wall}$ 。此外，还要重点关注系统蒸发温度  $T_e$ ，可将两者进行对比分析，具体结果如图 6 所示。



**Figure 6.** Variation of average collector/evaporator surface temperature and system evaporation temperature with water temperature  
**图 6.** 集热/蒸发器表面平均温度及系统蒸发温度随水温变化



图 6 的实验结果表明,与蛇形流动结构的集热/蒸发器相比,矩形和六边形流动结构的集热/蒸发器蒸发温度升高,表面平均温度降低,使得集热/蒸发器表面平均温度与蒸发温度之差减小,从而提高了太阳能利用率,提高了热泵系统供热 COP。

对于采用六边形流动结构的集热/蒸发器,其蒸发温度略高于矩形结构,比蛇形结构高出约 6℃。此外,其表面平均温度与蒸发温度之差基本在 3℃~4℃之间,同时集热/蒸发器表面平均温度大部分时间内是低于环境温度的。这说明采用该流动结构能使集热/蒸发器接收到的热量有效地被流动内的制冷剂流体所吸收,可以减小集热/蒸发器与外部环境间的热耗散,从而增大集热/蒸发器的换热量,提高其传热性能以及热泵系统供热 COP。

采用矩形流动结构的集热/蒸发器表面平均温度高于环境温度,会造成壳体表面所获得的太阳辐射热量中有一部分耗散到空气中,该结构的集热/蒸发器拥有较高的蒸发温度,使得整个系统具有相对较大的 COP。与六边形流动结构相比,采用矩形流动结构的集热板的温度均匀性较差。

与室外环境温度相比,蛇形流动结构集热/蒸发器的表面平均温度非常高,同时与蒸发温度间的差值也远高于另外两种结构。这是由于集热板的传热性能较差,使得板表面接收到的太阳辐射热量无法及时被制冷剂流体吸收,导致部分区域的局部表面温度极高,从而引发集热/蒸发器表面温度的升高。与此同时,无法被制冷剂流体有效吸收的热量会向周围环境中耗散,制冷剂流体不能从太阳辐射中获得足够的热量,因此必须降低蒸发温度以从周围环境中获取更多的热量,这会造成系统整体运行性能低下。总的来讲,采用六边形流动结构的集热/蒸发器的传热性能最好,其次是矩形流动结构,而蛇形流动结构最差。

### 4.3. 不同流动结构下的集热/蒸发器集热效率

集热/蒸发器表面平均温度与蒸发温度间的温差越高,表明集热板的太阳能利用率越低。从六边形流动结构到蛇形流动结构,随着集热/蒸发器表面平均温度的不断升高,与周围环境间的温差不断增大,迫使集热/蒸发器将热量耗散到环境中去的程度加剧,逐渐减小了集热/蒸发器的换热量,降低了太阳能集热/蒸发器的集热效率,与图 7 所示一致。

在系统运行期间,采用蛇形流动结构的集热/蒸发器时,平均集热效率为 1.08,采用矩形流动结构的集热/蒸发器时,平均集热效率会增至 1.26,而在采用传热性能最优的六边形流动结构的集热/蒸发器时,平均集热效率则会进一步增大,上升到 1.36。相比于蛇形流动结构和矩形流动结构而言,采用六边形流动结构的集热/蒸发器集热效率会有着显著提高,分别提高了 20.6%和 7.4%。

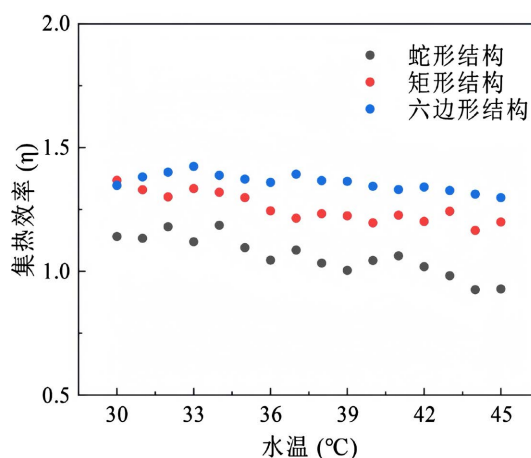


Figure 7. Variation of heat collection efficiency with water temperature  
图 7.集热效率随水温变化

## 5. 结论

利用 Fluent 分析软件对相同面积下的三种不同结构流道单元进行了数值模拟研究, 仿真结果表明相较于蛇形结构流道单元和矩形结构流道单元来说, 六边形结构流道单元的传热性能会更好, 温度分布会更均匀, 并且流动压力损失会更小。在实验条件下, 采用六边形流道结构的蒸发温度略高于矩形流道结构, 且远高于蛇形流道结构, 表明在该流道内流动的制冷剂流体可以获得足够的热量, 使系统运行性能得到提升。与矩形流道结构和蛇形流道结构相比, 采用六边形流道结构的集热/蒸发器会使系统 COP 提高 6.1% 和 16.4%。六边形流道结构的集热/蒸发器表面平均温度与环境温度之间的差值最小, 热量耗散程度最低, 换热量最大, 集热效率最高, 比矩形结构和蛇形结构分别高出了 7.4% 和 20.6%。本文通过模拟与实验相结合的手段, 证明了六边形流道结构是最优结构, 该构型的集热/蒸发器可为后续实验所使用。

## 参考文献

- [1] 中国建筑节能协会, 重庆大学城乡建设与发展研究院. 中国建筑能耗与碳排放研究报告(2022 年) [J]. 建筑, 2023(2): 57-69.
- [2] Mitigation, C.C. (2011) IPCC Special Report on Renewable Energy Sources and Climate Change Mitigation. *Renewable Energy*, **20**, 1-24.
- [3] 卫敏涛. 冬季寒冷条件下太阳能-空气源热泵热水器的数值模拟[D]: [硕士学位论文]. 兰州: 兰州理工大学, 2013.
- [4] 黄文洪, 陈武, 丁德锋, 等. 并联非直膨式太阳能-空气源热泵热水系统的热力学分析[C]//福建省科协第十六届学术年会福建省制冷学会分会场——福建省制冷学会 2016 年学术年会论文集. 北京: 中国学术期刊(光盘版)电子杂志社, 2016: 135-142.
- [5] 侯隆澍, 全贞花, 杜伯尧, 等. 新型太阳能-空气双热源直膨热泵系统运行性能研究[J]. 建筑科学, 2022, 38(2): 153-159.
- [6] 梁振南, 秦红, 卜其辉. 太阳能-空气能集热蒸发器现状与发展方向分析[J]. 太阳能, 2008(12): 22-25.
- [7] 荣维来, 许树学, 马国远, 等. 直膨式太阳能空气源热泵制热的实验研究[J]. 制冷与空调(四川), 2022, 36(2): 243-248.
- [8] 徐国英, 张小松. 复合热源热泵系统集热/蒸发器的模型[J]. 工程热物理学报, 2006, 27(z1): 61-64.
- [9] Ma, K., Wang, Z., Li, X., et al. (2021) Structural Optimization of Collector/Evaporator of Direct-Expansion Solar/Air-Assisted Heat Pump. *Alexandria Engineering Journal*, **60**, 387-392. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2020.08.039>
- [10] Hermes, C.J., Melo, C., Negrão, C.O. (2008) A Numerical Simulation Model for Plate-Type, Roll-Bond Evaporators. *International Journal of Refrigeration*, **31**, 335-347. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.05.005>
- [11] 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.
- [12] 左寅虎, 杨雷. 基于 CFD 的泵开启台数对一体化泵站水力特性影响研究[J]. 建模与仿真, 2023, 12(6): 5655-5665.