

文章编号:0253-4339(2026)05-0092-11
doi: 10.12465/issn.0253-4339.20250808001

海水源热泵毛细管网换热器传热与流动性能研究

郑进福^{1,2} 窦梦莹¹ 陈嘉乐¹ 胡松涛^{1,2} 季永明^{1,2} 朱辉^{1,2} 梁士民^{1,2}

(1 青岛理工大学环境与市政工程学院 青岛 266520; 2 山东省健康环境与低碳能源工程研究中心 青岛 266520)

摘要 为定量研究海水源热泵用毛细管网换热器的传热和流动性能,本文搭建了换热器的传热和流动性能实验系统,对各种实验工况进行测试,定量分析了毛细管网内流速、管内介质、管材以及管内外温度、季节变化等因素对毛细管网换热器性能的影响;分析了传统经验准则关系式对毛细管网换热器传热性能量化评估的准确性,对管内经验准则关系式进行修正。研究结果表明:毛细管网换热器的平均传热系数和效率分别约为 $91.3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 和87%;当毛细管网内流速为 0.11 m/s 时,最大压降仅为 8.2 kPa 。传统经验准则关系式计算得出的传热系数高于实验测试值,而在高流速下更明显;修正后的传热经验准则关联式可将模拟最大误差从17.5%降至3%。基于实验数据进行毛细管网换热器运行参数与性能指标的相关性分析,结合季节运行需求确定冬夏季节最优运行工况。本研究可为海水源热泵系统中毛细管网换热器的设计和运行提供指导。

关键词 前端换热器;传热系数;传热效率;压降;海水源热泵

中图分类号: TB61¹;TK172;TU831

文献标识码: A

Experimental Study on Thermal and Flow Performances of Capillary Heat Exchanger for Seawater-Source Heat Pump

Zheng Jinfu^{1,2} Dou Mengying¹ Chen Jiale¹ Hu Songtao^{1,2} Ji Yongming^{1,2}
Zhu Hui^{1,2} Liang Shimin^{1,2}

(1. School of Environmental and Municipal Engineering, Qingdao University of Technology, Qingdao 266520, China; 2. Shandong Engineering Research Center of Healthy Environment and Low-Carbon Energy, Qingdao 266520, China)

Abstract To quantitatively investigate the heat transfer and flow performances of capillary heat exchanger for the seawater-source heat pump, an experimental system was constructed in this study. Various experimental conditions were tested to quantitatively analyze the effects of different factors such as the in-tube flow velocity of the capillary, in-tube medium, tube material, temperatures inside and outside the tube, and seasonal changes in the performances of the capillary heat exchanger. The accuracies of the traditional empirical correlation equations for quantifying and evaluating the heat-transfer performance of capillary heat exchanger were analyzed, and the in-tube empirical correlation equations were modified. The research results showed that the average heat-transfer coefficient and efficiency of the capillary heat exchanger were approximately $91.3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ and 87%, respectively. When the in-tube flow velocity of the capillary was 0.11 m/s , the maximum pressure drop was only 8.2 kPa . In addition, the heat transfer coefficient calculated by the traditional empirical correlation equations was higher than the experimental value, where the discrepancy was more obvious at high flow velocities. The modified empirical correlation equation for heat transfer could reduce the maximum simulation error from 17.5% to 3%. This study also conducted a correlation analysis between the operational parameters and performance indices of a capillary tube heat exchanger based on the experimental data, and then determined the optimal operational conditions for winter and summer by combining the research results and seasonal requirements. This research provides guidance for the design and operation of capillary heat exchanger in seawater-source heat pump system.

Keywords front-end heat exchanger; heat-transfer coefficient; heat-transfer efficiency; pressure drop; seawater-source heat pump

提高能源效率和可再生能源利用率是解决当前能源与环境危机的2个关键举措^[1]。海水源热泵系统利用海水的天然低品位热能为建筑供暖和制冷,是一种高效的可再生能源技术^[2]。特别是在寒冷地

区,由于海水温度波动较小且与大气温差较大^[3],海水源热泵的能效通常高于空气源热泵,且能够避免结霜问题^[4]。同时,由于海水水量充沛且具有流动性,能够有效避免地源热泵系统因长期连续运行而

产生的热积累问题^[5]。

海水源热泵系统按取/放热方式分为开式与闭式:开式系统直接将海水泵入机组^[6],效率高但易腐蚀、堵管;海滩井渗透取水系统(开式)可解决该问题^[7],却成本高且影响沿海野生动物^[8]。闭式系统通过前端换热器与海水换热,机组不直接接触海水,能够有效防腐蚀、堵管,更适合海水源热泵系统^[9]。

闭式海水源热泵系统中常用的前端换热器主要有板式换热器(plate heat exchanger)^[10]、松散捆扎盘管换热器(loose coil heat exchanger)、水平伸展盘管换热器(slinky coil heat exchanger)^[11]和螺旋盘管换热器(helical coil heat exchanger)^[12]等。板式换热器通常由金属材料制成,而松散捆扎盘管、水平伸展盘管换热器和螺旋盘管换热器则多采用 HDPE 管(high-density polyethylene pipe,高密度聚乙烯管)^[13]。金属材料的总传热系数较高^[9],但板式换热器外表面更易结垢和腐蚀^[14]。与水平伸展盘管相比,垂直松散捆扎盘管因结构紧凑、占地面积小而更为常用。然而,松散捆扎盘管易因管道接触产生传热短路,导致制冷时换热性能下降达 60%^[15]。螺旋盘管换热器通过间隙设计避免管道接触,在海水源热泵中应用广泛^[16-17],Zheng Wandong 等^[16-17]基于现场海域实验,研究了双排螺旋盘管换热器进口温度、流速、管道长度、管径、海水温度、管材以及管道外部结冰等多种关键参数对其传热性能的影响。Zhou Chaohui 等^[18]搭建了实验系统并建立了相应的仿真模型,分析了排数、水平间距、垂直间距、管长、介质进口温度和流速、表面水体温度和流速^[19-20]以及结冰条件^[21]等因素的影响。上述研究结果表明,螺旋盘管换热器具有较高的传热系数,然而,HDPE 材质螺旋盘管管壁热阻占总热阻超 60%^[17,19],成为制约传热性能的关键因素。

为解决螺旋盘管管壁热阻问题,Wu Zhenjing 等^[9,22]提出了一种用于海水源热泵的交叉管束换热器,该换热器采用具有高导热性的防腐金属材料制成,并实验研究了波高、波周期和间距布置对其传热和流动性能的影响。此外,他们还建立了经验准则关系式来描述交错管束换热器在振荡流中的外部对流传热^[23],并创建了非稳态数学模型,全面分析了管长、传热流体流速、波浪参数和淹没深度对交叉管束换热器传热性能的影响^[24]。

虽然采用防腐金属材料可有效降低管壁热阻,但所用金属材料的防腐性能仍需进一步验证,同时防腐金属材料(如钛板换热器)的初投资一般较高。因此,研究人员提出了一种采用 PPR(polypropylene-

random,无规聚丙烯)材质或 PERT(polyethylene-terephthalate,聚对苯二甲酸乙二酯)制成的 CHE(capillary heat exchanger,毛细管网换热器)。该毛细管网换热器由多个毛细管网席并联连接至进出口管道,每个毛细管网席由若干根平行排布的毛细管构成。毛细管的外径和壁厚通常分别为 4.3 mm 和 0.85 mm。结合相关数据对比来看,以本研究中 PPR 材质的毛细管网换热器为例,体积约为 1.92 m³,其外表面积约为 35.7 m²;参考文献[16]中使用的螺旋盘管换热器,盘管壁厚为 4 mm,换热器体积约为 2.5 m³,外表面积约为 12.56 m²。经计算,毛细管壁厚相较于该螺旋盘管壁厚可减小约 80%。同时,得益于毛细管更小的外径,单位空间内可排布更多管材,使得毛细管网换热器的传热面积显著增加,最终形成“面大-薄壁”的核心结构优势,为突破传统换热器性能瓶颈提供新方向。

现有针对 CHE 的研究已取得一定进展:Liu Long 等^[25-27]在实际工程中对该系统的运行效率进行了测试,结果表明热泵机组的 24 h COP(coefficient of performance,制热工况性能系数)和 EER(energy efficiency ratio,制冷工况能效比)分别可达 2.96 和 5.39^[26]。研究还重点探讨了不同时间尺度(年、月、日)下系统的能效表现及海床热积累效应^[27]。

但现有研究仍存在明显不足:一方面,CHE 传热准则关系式研究滞后,对于毛细管内部对流传热,其具有介质流速低、管径小等特点,采用 Sieder-Tate 等推荐的关联式^[28]计算管内层流对流传热系数会导致较大的偏差,特别是在高流速工况下;另一方面,CHE 最优工况筛选体系不完善,现有研究多聚焦单一参数(如流速、温度)对性能的影响,未结合季节需求与多指标协同优化,现有国内外相关文献中,针对冬夏不同水温、介质类型下 CHE 最优流速、传热介质匹配的研究较为零散,难以支撑工程实际应用。此外,现有研究多侧重 CHE 与传统换热器的性能对比,对管内流速、介质类型、管材特性、季节变化等关键因素耦合作用下 CHE 的传热流动规律研究不足,制约其精细化设计与运行优化。

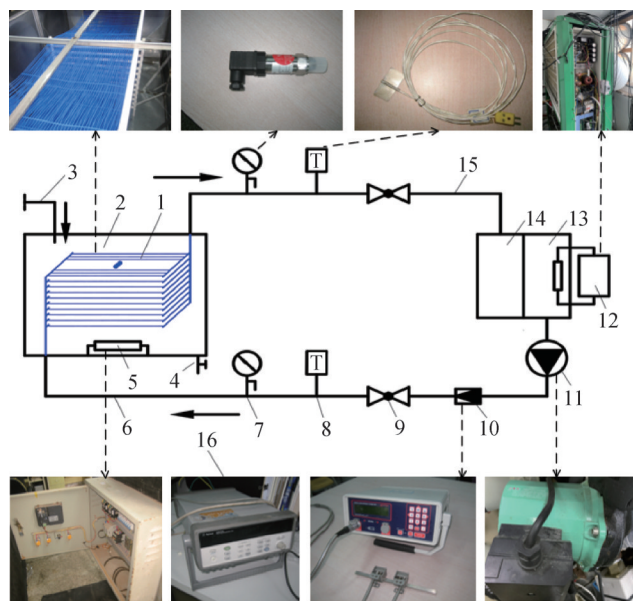
鉴于此,本研究搭建毛细管网换热器实验系统,研究其传热与流动性能,重点围绕传热系数、传热效率和压降 3 个核心指标定量分析毛细管管内流速、管内介质、管材,以及管内外温度、季节变化等因素对毛细管网换热器传热与流动性能的影响。并通过将基于实测数据计算的传热系数与采用常规经验准则关系式计算得出的结果进行对比,进而对管内经验准则关系式进行修正。最后,本研究进一步依托实

验数据,开展毛细管网换热器运行参数与性能指标的相关性分析,结合季节运行需求确定冬夏两季最优工况,为海水源热泵系统中CHE的设计优化与工程应用提供理论支撑。

1 实验装置

1.1 实验系统

为研究毛细管网换热器的传热与流动性能,本团队设计并搭建了实验测试系统,如图1所示。实验系统含介质制备、循环、传热3个子系统。介质制备子系统以介质供水箱、回水箱(尺寸均为 $0.5\text{ m}\times 1\text{ m}\times 1\text{ m}$)及空气源热泵为核心,可将传热介质调至预设温度;介质循环子系统由循环泵、供回水管及球阀组成,循环泵输送介质,球阀调节流量;传热子系统包含供水管、换热水箱($3\text{ m}\times 2\text{ m}\times 1.5\text{ m}$)、毛细管网换热器与电加热器,补水管补冷水,电加热器调水箱水温。



1 毛细管网换热器;2 换热水箱;3 补水管;4 排水管;5 电加热器;
6 换热介质供水管;7 压力变送器;8 铂电阻温度计;9 球阀;
10 超声波流量计;11 循环泵;12 空气源热泵;13 换热介质供水箱;
14 换热介质回水箱;15 换热介质回水管;16 数据采集仪。

图1 实验系统

Fig.1 Experimental system

为测量换热水箱中水体温度,在毛细管网换热器周边均匀布设了12个热电阻,具体布置如图2所示。这些热电阻沿毛细管长度方向呈四边形分布,与毛细管的间距约为 5 cm ,其中毛细管上、下表面各布置4个,前、后表面各布置2个。所测得的水体温度数据将用于分析毛细管网换热器的传热性能。此外,为减少热量损耗,所有水箱及供、回水管路均采

用保温材料进行保温。

为分析毛细管材质对传热性能的影响,研究测试了2种常用材料制成的毛细管网换热器,分别为PPR材质和PERT材质。PPR和PERT的导热系数分别为 $0.24\text{ W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$ 和 $0.04\text{ W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$ 。为便于后续表述,将这2种毛细管网换热器分别简称为CHE-PPR和CHE-PERT。

毛细管网换热器的示意图如图2所示。CHE-PPR与CHE-PERT这2种毛细管网换热器均由9个平行排列的毛细管网席构成,每个管网席包含98根平行设置的毛细管。二者的结构尺寸基本一致,仅长度存在差异:CHE-PPR的长度为 3 m ,CHE-PERT的长度为 2.5 m 。实验过程中,毛细管网换热器整体浸没于换热水体水箱的中心区域。

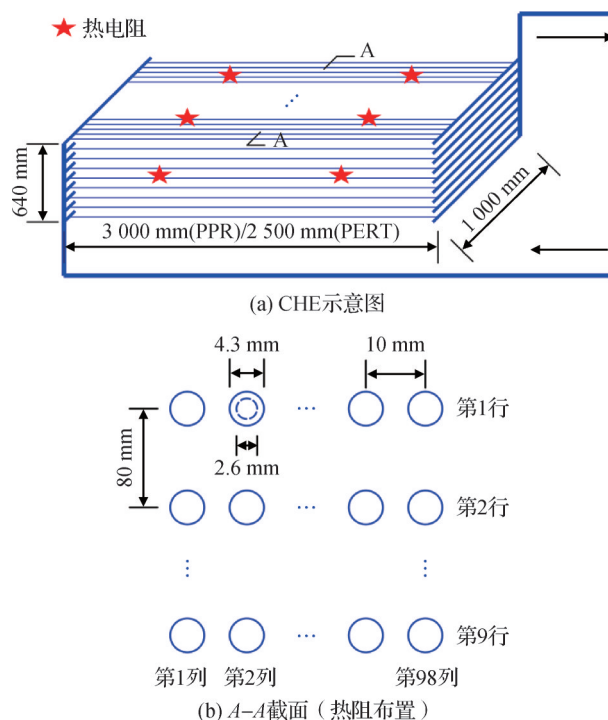


图2 毛细管网换热器及热阻布置

Fig.2 Capillary heat exchanger and thermal resistance arrangement

1.2 实验流程

实验流程分为准备阶段与测试阶段。

准备阶段:先开启循环泵及所有阀门,通过调节供水管上的球阀,得到所需的传热介质体积流量,并同步记录阀门开度;随后,分别借助电加热器和空气源热泵,对换热水箱与介质供水箱的温度进行调节。

测试阶段:待2个水箱的温度达到稳定状态后,将阀门开度调整至实验设定工况并启动循环泵;待系统运行稳定后,开启数据采集仪进行数据采集。

测试过程中,采用铂电阻温度计、超声波流量计和压力变送器,分别对温度、体积流量及压力参数进行直接测量,所有测试仪器均与数据采集仪相连,测试仪器信息如表 1 所示。

表 1 测试仪器信息
Tab.1 Information of test instruments

测试参数	测试仪器	测试范围	测试精度
温度	铂电阻温度计	-200~600 ℃	0.1 ℃
体积流量	超声波流量计	0.01~25 m/s	0.1%
压力	压力变送器	0~200 kPa	0.5%

1.3 实验工况

本研究涵盖了冬季取热与夏季放热过程,为定量研究毛细管网内流速、管内介质、管材以及管内外温度、季节变化等因素对毛细管网换热器传热与流动性能的影响,实验设置了多组工况,具体参数如表

表 2 CHE-PPR 及 CHE-PERT 实验工况
Tab.2 Experimental conditions of CHE-PPR and CHE-PERT

材质	工况	进水温度/℃	管外水温/℃	管内流速/(m/s)	传热介质
CHE-PPR	S1-PPR	21	15	0.11/0.07/0.05	水
	S2-PPR	25	16	0.11/0.07/0.05	水
	S3-PPR	30	18	0.11/0.07/0.05	水
	W1-PPR	4	10	0.11/0.07/0.05	水
	W2-PPR	4	10	0.11/0.07/0.05	12% 体积分数 EGAS
CHE-PERT	S1-PERT	21	12	0.11/0.07/0.05	水
	S2-PERT	30	15	0.11/0.07/0.05	水
	W1-PERT	3	8	0.11/0.07/0.05	水

1.4 不确定度分析

由表 1 可知,温度、体积流量和压力等直接测量参数的不确定度分别为 0.1 ℃、0.1% 和 0.5%。此外,本节还分析了传热系数、传热效率和压降等间接测量参数的不确定度。

根据 J. R. Taylor 等^[31]的研究,若间接测量参数(y)与直接测量参数($x_1, x_2, \cdots, x_n$)存在函数关系 $y=f(x_1, x_2, \cdots, x_n)$,则 y 的不确定度可由式(1)计算:

$$U_{rel}(y) = \frac{1}{y} \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} U_{abs}(x_i) \right)^2} \tag{1}$$

将直接测量参数的相关不确定度和数值代入式(1),计算得到传热系数、传热效率和压降的不确定度分别为±6.34%、±4.35%和±3.95%,可满足工程应用的实际需求。

2 所示。

根据本研究团队前期成果,综合考虑毛细管网换热器的压降特性与传热效率,管内流速不宜超过 0.12 m/s^[29-30]。据此,供水管内流量分别设定为 0.8、1.2、1.8 m³/h,对应单根毛细管的理论流速分别为 0.05、0.07、0.11 m/s。然而,受阀门开度调节精度限制,实际流量与设定值存在小幅偏差,波动范围在±0.05 m³/h 以内;同理,因水箱内存在温度分层现象,实测温度会在设定值±0.5 ℃范围内波动。实验过程中,所有性能计算与分析均采用实测数据以确保结果准确性。

同时,针对中国北方寒冷地区冬季海水可能结冰的问题,需通过向毛细管网换热器内注入乙二醇防冻液防止冻结。因此,本研究对比分析了水与 12% 体积分数 EGAS(ethylene glycol aqueous solution, 乙二醇水溶液)2 种传热介质的传热性能差异。

2 研究方法

本研究采用总传热系数(K)和传热效率(η)来评估毛细管网换热器的传热性能,采用压降(Δp)来评估其流动性能。

2.1 传热性能参数

根据供水管、回水管之间的实测温差和循环流量,可计算换热量,同时,基于 CHE 内传热介质与外部水体之间的实测温差,也可计算 CHE 的换热量,二者相等,则 CHE 总传热系数可表示为:

$$K = \frac{c_{p,f} \rho_f V_f |t_{in} - t_{out}|}{F \Delta T} \tag{2}$$

同时,在本研究的实验条件下,CHE 内传热介质与外部水体之间的传热包括 3 个部分:内部强制对流、管壁导热和外部自然对流。总传热系数也可由式(3)计算:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{K_{\text{int}}} \frac{d_{\text{ext}}}{d_{\text{int}}} + \frac{d_{\text{ext}}}{2\lambda_w} \ln \frac{d_{\text{ext}}}{d_{\text{int}}} + \frac{1}{K_{\text{ext}}}} \quad (3)$$

CHE的传热效率可由式(4)计算:

$$\eta = \frac{|t_{\text{in}} - t_{\text{out}}|}{|t_{\text{in}} - t_{\text{s}}|} \quad (4)$$

在本研究的实验条件下,管内流体的雷诺数 $Re < 2000$,因此其流动状态为层流。管内对流传热可采用Sieder-Tate准则关系式^[28],对于毛细管外部对流传热,采用横圆柱的自然对流传热关联式^[28]。

2.2 流动性能参数

毛细管网换热器的流动性能不仅直接决定循环泵的选型,还会对泵的运行功耗产生显著影响。

毛细管网换热器的压降 Δp 可由式(5)表示:

$$\Delta p = p_{\text{in}} - p_{\text{out}} \quad (5)$$

毛细管网换热器的压降 Δp 包括摩擦压降(Δp_f)和局部压降(Δp_L),也可由式(6)计算:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{fri}} + \Delta p_{\text{loc}} = f \frac{L}{d_{\text{int}}} \frac{\rho_f v_{\text{in}}^2}{2} + \xi \frac{\rho_f v_{\text{in}}^2}{2} \quad (6)$$

3 结果与分析

3.1 传热性能分析

3.1.1 CHE-PPR的传热系数

CHE-PPR在不同毛细管管内流速、管内介质、管内外温度和季节条件下的总传热系数(K)变化特征如图3所示。由图3可知,在相同工况下, K 随毛细管管内流速的增大呈显著增长趋势。以S1-PPR工况为例,毛细管管内流速为0.05 m/s时 K 为77.57 W/(m²·°C),管内流速为0.07 m/s时 K 为86.06 W/(m²·°C),管内流速为0.11 m/s时 K 为94.29 W/(m²·°C),管内流速为0.11 m/s时的 K 比管内流速为0.07 m/s和0.05 m/s时分别提高了约9.6%和21.6%。这主要是因为毛细管管内流速增大可显著强化换热器的管内对流传热效果。

在夏季或冬季相同毛细管管内流速条件下,随着管内介质温度与管外水体温度的升高, K 呈现略有增加的趋势。这主要是因为当管内介质与管外水之间的温差增大后,管外水体与毛细管外壁的温差相应升高,导致管外瑞利数(Ra)增大,自然对流作用增强;同时,温度升高会使管内传热介质与管外水的体积膨胀系数增大、运动黏度降低,进一步强化自然对流强度。

热物理参数的差异同样导致夏季传热系数高于冬季,且以水为传热介质时的传热系数高于以12%体积分数的EGAS为传热介质的工况。当夏季毛细管

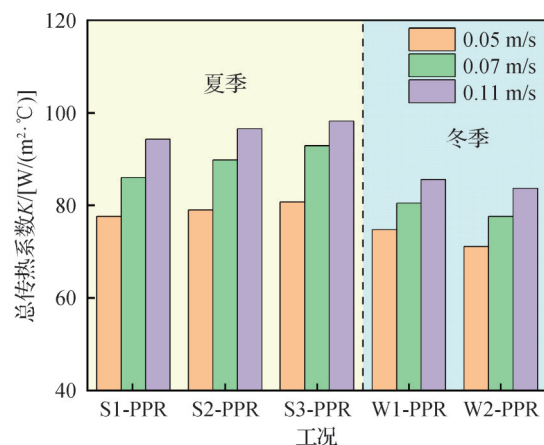


图3 不同工况下CHE-PPR的总传热系数(K)

Fig.3 Overall heat transfer coefficient (K) of CHE-PPR under different conditions

管内流速从0.05 m/s增至0.11 m/s时,平均传热系数为79.08~96.36 W/(m²·°C),该数值分别比冬季W1-PPR工况(水介质)和W2-PPR工况(12%体积分数的EGAS介质)的传热系数高约6%~13%和11%~15%。

由上述分析可知,管内外温度对毛细管网换热器传热性能的影响弱于毛细管管内流速的影响。例如,夏季毛细管管内流速为0.05 m/s时,S1-PPR工况的 K 为77.57 W/(m²·°C),S2-PPR工况的 K 为78.98 W/(m²·°C),S3-PPR工况的 K 为80.69 W/(m²·°C),S2-PPR和S3-PPR工况下的 K 仅比S1-PPR工况分别高出2%和4%,增幅显著低于流速变化带来的影响。

3.1.2 CHE-PPR的传热效率

CHE-PPR在不同工况下的传热效率(η)变化特征如图4所示。

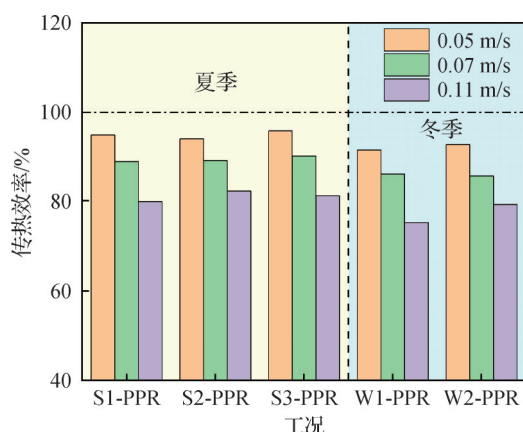


图4 不同工况下CHE-PPR的传热效率(η)

Fig.4 Heat transfer efficiency (η) of CHE-PPR under different conditions

对比图4和图3可知,在不同流速下, η 的变化趋势与 K 相反:随着毛细管管内流速的增加, η 显著降低。这是由于管内流速的升高,缩短了传热介质在

毛细管内的传热时间,介质回水温度升高,从而降低了 η 。而在相同流速条件下, η 和 K 随温度变化的趋势相似。管内传热介质与管外水温的升高均会使 η 有所提高,但管内外温度对 η 的影响仍弱于毛细管管内流速的影响。

由图 4 可知,在高流速与低流速条件下,W2-PPR 工况(12%体积分数EGAS介质)的 η 高于W1-PPR 工况(水介质);而在中等流速条件下,两者的 η 高低关系则相反。该差异的原因在于:W2-PPR 工况的高、低管内流速分别比W1-PPR 工况低约 0.005 m/s,而 2 种工况的中等流速完全一致。该现象进一步印证了毛细管管内流速对 η 的主导作用,同时也体现了水作为传热介质在特定流速下的传热性能优势。同样的情况也发生在夏季工况。

实验数据显示,夏季CHE-PPR的平均传热效率为 81%~95%,比冬季高约 2.4%~7.9%。与其他类型换热器相比,毛细管网换热器的传热效率显著高于交错管束换热器^[9],略高于长度更长、传热时间更长的螺旋盘管换热器^[19]。该性能优势得益于毛细管网换热器的“大面积-薄壁”结构特性,能够强化传热过程并减少热阻。

3.1.3 CHE-PERT 的传热系数和传热效率

CHE-PERT 在不容工况下的 K 和 η 变化特征分别如图 5 和图 6 所示。

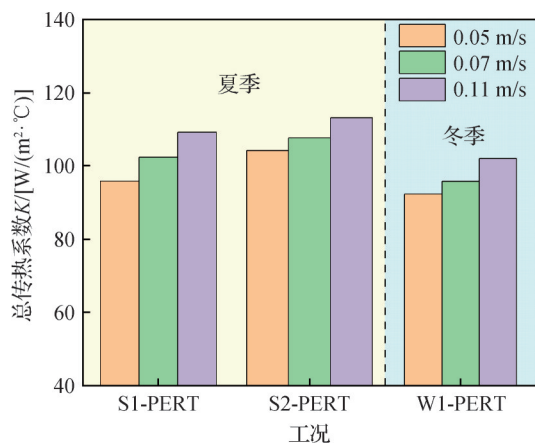


图 5 不同工况下CHE-PERT的总传热系数(K)

Fig.5 Overall heat transfer coefficient (K) of CHE-PERT under different conditions

CHE-PERT 实验工况测试的主要目的是对比 PPR 与 PERT 这 2 种毛细管材质对传热性能的影响。鉴于前期已基于 CHE-PPR 实验数据系统分析了毛细管管内流速、管内介质以及管内外温度、季节变化的影响规律,因此 CHE-PERT 的实验工况设置有所减少。

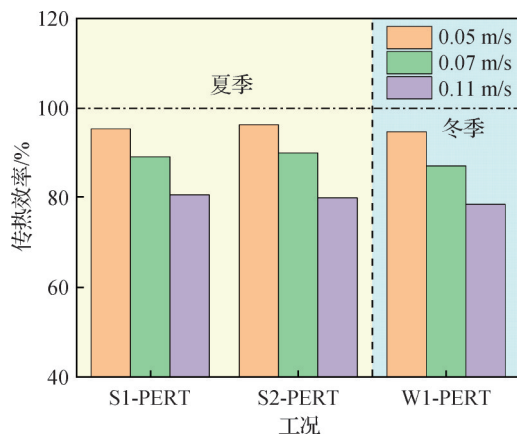


图 6 不同工况下CHE-PERT的传热效率(η)

Fig.6 Heat transfer efficiency (η) of CHE-PERT under different conditions

由图 5 和图 6 可知,CHE-PERT 的 K 与 η 变化趋势均与 CHE-PPR 一致,这进一步验证了毛细管管内流速、管内外温度及季节对毛细管网换热器传热性能的影响规律。

对比图 5~图 6 与图 3~图 4 的实验结果可知,CHE-PERT 的 K 和 η 均高于 CHE-PPR,这主要得益于 PERT 材料更高的导热系数。以水为传热介质时,CHE-PERT 的平均传热系数约为 102.55 W/(m²·°C),平均传热效率约为 88%;CHE-PPR 的平均传热系数约为 86.32 W/(m²·°C),平均传热效率约为 87%。CHE-PERT 的平均传热系数和平均传热效率分别比 CHE-PPR 高出约 19%和 1%。

然而,由于 2 种换热器的毛细管长度存在差异(CHE-PERT 为 2.5 m,CHE-PPR 为 3 m),二者的性能对比需结合长度因素进一步分析。理论上,若 CHE-PERT 的毛细管长度从 2.5 m 增至 3 m(与 CHE-PPR 一致),虽然传热面积会增大,但 2.5~3 m 管段的传热温差会低于 0~2.5 m 管段,这会导致 CHE-PERT 的传热系数降低;但由于 PERT 材料导热系数更高,其传热系数仍会高于 CHE-PPR。此外,夏季时,2.5~3 m 管段的传热会使毛细管出口温度进一步降低,而冬季时该管段传热会使出口温度进一步升高,2 种情况均会使传热效率增大。

3.2 管内准则关系式修正

3.2.1 与经验准则关系式的对比分析

图 7 所示为毛细管网换热器管内流速为 0.05、0.07、0.11 m/s 时,由实测数据和经验准则关系式计算得到的传热系数及二者之间的相对误差。

由图 7 可知,在毛细管网换热器管内流速较低的 0.05 m/s 工况下,经验准则关系式计算得出的传热系数高于实验实测值,测量值与计算值的相对误差为

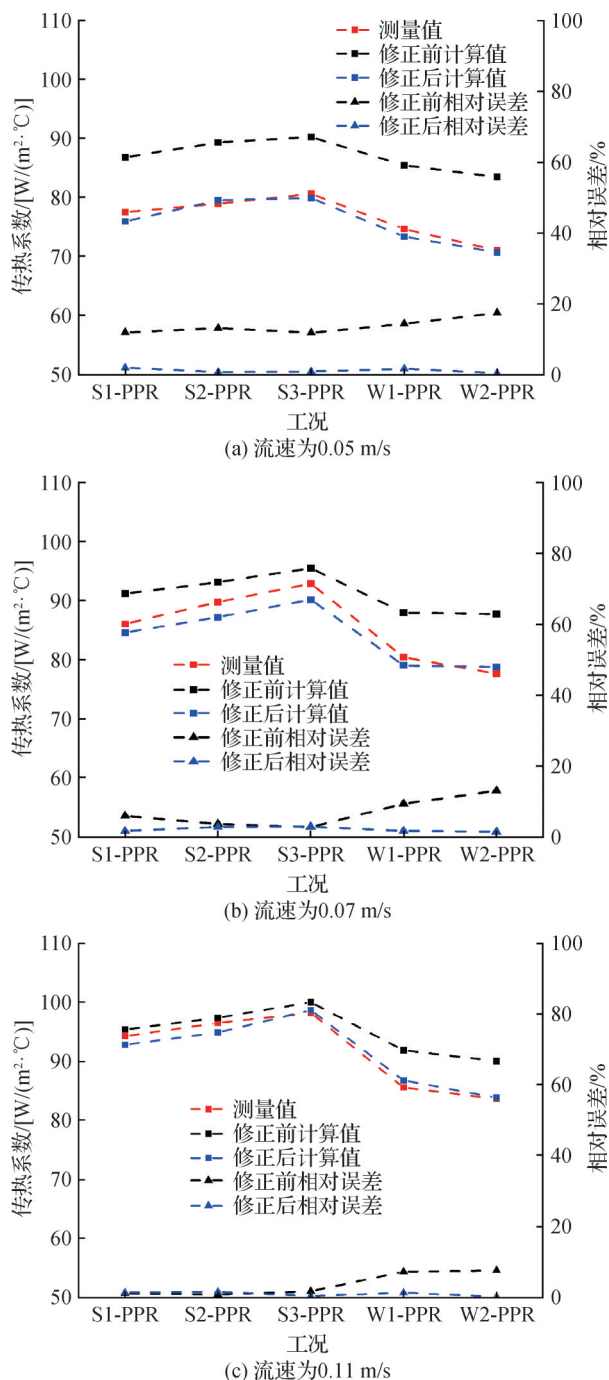


图 7 不同流速时的传热系数

Fig.7 Heat transfer coefficients at different flow velocities

11.0% ~ 17.5%。但随着管内流速的增加,该相对误差逐渐减小。该结果表明,对于目前阶段,针对毛细管网换热器开展换热特性实验研究,得到实际性能数据具有必要性。

3.2.2 修正准则关系式

毛细管的管径细小,其管内流动边界层的发展会受到显著限制,无法像常规管径管道那样形成充分发展的流动与换热边界层,可能导致原经验准则关系式对其管内对流传热的预测偏差较大;同时,管

内流速的不同直接影响 Re 。因此,对管内对流传热采用的 Sieder-Tate 准则关系式^[28]进行修正。

对于外部换热,因本实验不同工况外部流动与换热环境基本一致,其传热特性受边界条件及外部影响的规律性与原有经验准则关系式的适用场景一致,故外部仍采用原经验准则关系式。

修正准则关系式的具体步骤如下:通过实测总传热系数反推内部传热系数,基于内部传热系数计算得出对应的努塞尔数(Nu_{int}),然后进行修正准则关系式。通过回归分析拟合新的系数和 Re 的指数,最终得到修正后的准则关系式,如式(7)所示:

$$Nu_{int} = 0.325 Re_f^{0.631} Pr_f^{1/3} \left(\frac{d_{int}}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (7)$$

该准则关系式是基于本研究实验工况数据得出的,适用于水和乙二醇水溶液 2 种流体,其他适用参数范围如下: $89 \leq Re_f \leq 305$; $6 \leq Pr_f \leq 11$; 当加热流体时, $(\mu_f/\mu_w)^{0.14} > 1$; 冷却流体时, $(\mu_f/\mu_w)^{0.14} < 1$ 。

修正准则关系式后再次进行误差分析,如图 7 所示,修正关系式后,低流速工况(0.05 m/s)时相对误差从 11.0% ~ 17.5% 降至 0.4% ~ 2.0%;中流速工况(0.07 m/s)时相对误差从 3.0% ~ 13.0% 降至 1.5% ~ 3.0%;高流速工况(0.11 m/s)时相对误差从 1.0% ~ 8.0% 降至 0.3% ~ 2.0%。基于上述分析,修正后的关联式更精准地反映了毛细管网换热器在实验流速范围内的内部对流传热特性。

3.3 流动性能分析

CHE-PPR 在不同工况下的压降变化如图 8 所示。由图 8 可知,在同一类工况中,压降随毛细管网管内流速的增大呈显著上升趋势。以 S1-PPR 工况为例,毛细管网管内流速为 0.05 m/s 时的压降为 2 kPa,管内流速为 0.07 m/s 时的压降为 3.9 kPa,管内流速为 0.11 m/s 时的压降为 7.6 kPa。由数据可知,管内流速为 0.11 m/s 时的压降分别是管内流速为 0.07 m/s 和 0.05 m/s 时的 3.8 倍和 1.9 倍。而在毛细管网管内流速一定的条件下,压降随管内介质温度的降低略有增加。这是由于温度降低,介质运动黏度和密度升高,进而使 Re 减小、阻力系数增大,压降上升。热物理参数的差异也解释了为何以乙二醇水溶液为传热介质时的压降大于水介质工况。同时可以得出:与流速相比,温度对压降的影响幅度更小。

由图 8 可知,毛细管网换热器的整体压降水平相对较低,最大值约为 8.2 kPa,显著低于管壳式换热器(30 ~ 80 kPa)或板式换热器(50 ~ 150 kPa)的推荐压降^[32]。毛细管网换热器的低压降特性主要归因于其

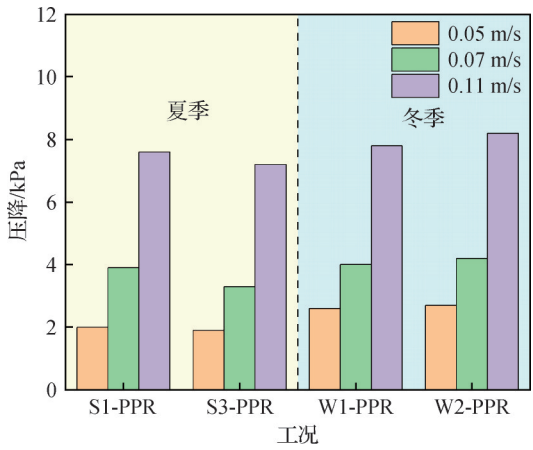


图 8 不同工况下 CHE-PPR 的压降

Fig.8 Pressure drop of CHE-PPR under different conditions

较短的毛细管长度,通常建议小于 8 m^[33]。该特性有利于降低循环泵的容量和系统运行能耗。

3.4 讨论

基于本研究实验工况的实验数据,结合正态性检验与参数相关性分析,以传热系数、传热效率、流动阻力 3 个指标构建评价体系,确定本文实验工况范围内冬夏两季最优工况,为系统优化与工程应用提供参考。

本研究采用相关系数分析方法,研究各运行参数与毛细管网换热器性能评价指标之间的关系。为确定后续采用的相关系数分析方法,首先对变量进行正态分布检验。考虑到样本量较小(24 个样本),采用夏皮洛-威尔克检验(Shapiro-Wilk test)^[34],以 0.05 为显著性水平,对毛细管网换热器性能指标及其运行参数进行正态分布检验,结果表明,管内流速、进水温度、流动阻力数据不满足正态分布。因此,本研究选用不依赖原始变量分布类型假设的斯皮尔曼相关系数(Spearman correlation coefficient)^[35]进行相关分析,分析结果如表 3 所示。

表 4 CHE 冬夏季节最优运行参数及相应性能指标

Tab.4 Optimal operating parameters and corresponding performance indicators of CHE in winter and summer

最优工况	材质	进水温度/℃	管外水温/℃	管内流速/(m/s)	传热效率	传热系数/[W/(m ² ·℃)]	流动阻力/kPa
夏季	PERT	30	15	0.07	90%	107.69	3.3
冬季	PERT	3	8	0.07	87%	95.82	4.2

4 结论

本研究通过搭建毛细管网换热器实验测试系统,研究了毛细管网内流速、管内介质、管材以及管内外温度、季节变化等因素对毛细管网换热器传热

相关分析结果显示:管内流速对 CHE 性能起主导作用;与传热系数显著正相关;与传热效率极显著负相关;与流动阻力极显著正相关。进水温度和管外水温对 CHE 性能无显著影响。

最优工况的选择需紧扣“传热效率、传热系数、流动阻力”的平衡,结合上述结论优先选择中低流速、传热效率高、流动阻力低的工况,同时确保传热系数能够满足季节的热量传递需求,选择传热系数适中的中流速工况。此外,材质依据 3.1.3 节结论选择 PERT。

夏季最优工况为 S2-PERT 中流速(0.07 m/s)工况,冬季最优工况为 W1-PERT 中流速(0.07 m/s)工况,最优工况可以实现“传热效率-传热性能-运行能耗”平衡。最优工况的运行参数及相应性能指标如表 4 所示。

上述最优工况仅是在有限参数范围内研究得出的,对于超出该参数范围的最优工况,仍需进一步研究。虽然如此,本研究结果仍可为海水源热泵系统毛细管网换热器优化与工程应用提供参考。

表 3 CHE 运行参数与性能指标的相关系数

Tab.3 Correlation coefficient between operating parameters and performance indexes of CHE

参数	统计指标	管内流速	进水温度	管外水温
传热系数	Corr.	0.433*	0.308	0.052
	Sig.	0.035	0.143	0.809
传热效率	Corr.	-0.936**	0.322	0.325
	Sig.	<0.001	0.125	0.121
流动阻力	Corr.	0.931**	-0.404	-0.434
	Sig.	<0.001	0.096	0.072

注:“Corr.”代表斯皮尔曼等级相关系数;“Sig.”表示统计显著性;“*”表示在 0.05 水平下相关性显著;“**”表示在 0.01 水平下相关性显著。

与流动性能的影响,得到如下结论:

1)毛细管网换热器的传热系数和传热效率受毛细管管内流速、管材和季节变化的显著影响,但对管内介质以及管内外温度(本文实验工况范围内)的变化不敏感。

2)随着毛细管管内流速从0.05 m/s提升至0.11 m/s,传热系数呈现出显著的增长趋势,CHE-PPR的夏季平均传热系数从79.08 W/(m²·°C)增至96.36 W/(m²·°C),冬季平均传热系数从72.9 W/(m²·°C)增至84.63 W/(m²·°C);CHE-PERT的夏季平均传热系数从100.08 W/(m²·°C)增至111.22 W/(m²·°C),冬季平均传热系数从92.39 W/(m²·°C)增至102.08 W/(m²·°C)。

3)毛细管网换热器凭借“面大-薄壁”的独特结构特性,展现出优异的传热效率。实验数据显示,当毛细管内流速从0.11 m/s降至0.05 m/s时,其平均传热效率从80%提升至94%,进一步印证了低流速工况下该结构在强化传热效率方面的优势。

4)毛细管网换热器的压降随毛细管管内流速增加呈显著上升趋势,但总体压降水平较低。当毛细管流速为0.11 m/s时,最大压降仅为8.2 kPa,远低于传统换热器的压降范围。

5)经验准则关系式计算得出的传热系数结果高于实验测试值,而在高流速下更明显,阐明了针对毛细管网换热器开展传热特性实验研究的必要性。在此基础上,基于实验数据对管内对流传热的准则关系式进行修正,修正后的关联式能更精准地反映毛细管网换热器在实验流速范围内的内部对流传热特性,可将最大误差从17.5%降至3%。

6)本研究基于实验数据进行毛细管网换热器运行参数与性能指标的相关性分析,得出分析结论后,结合“高传热效率、适配传热系数、低流动阻力”原则及季节需求,确定夏季最优工况为S2-PERT中流速工况(进水温度30 °C、管外水温15 °C、流速0.07 m/s),冬季为W1-PERT中流速工况(进水温度3 °C、管外水温8 °C、流速0.07 m/s),最优工况可以实现“传热效率-传热性能-运行能耗”平衡,为系统优化及工程应用提供参考。

上述结论可为海水源热泵系统中毛细管网换热器的工程设计与实际应用提供理论支撑。未来研究建议重点关注流动水体工况下毛细管网换热器的传热性能,进一步完善其应用理论体系。

本文受山东省自然科学基金(ZR2022QE178)资助。(The project was supported by the Shandong Province Natural Science Foundation (No. ZR2022QE178).)

符号说明

$c_{p,f}$ ——传热介质比定压热容, J/(kg·°C)
 d_{int} ——管内径, m
 d_{ext} ——管外径, m

f ——摩擦阻力系数
 F ——传热面积, m²
 K ——传热系数, W/(m²·°C)
 K_{int} ——管内传热系数, W/(m²·°C)
 K_{ext} ——管外传热系数, W/(m²·°C)
 L ——管长, m
 Nu_{int} ——管内努塞尔数
 p_{in} ——毛细管入口压力, Pa
 p_{out} ——毛细管出口压力, Pa
 Δp ——压降, Pa
 Δp_{fr} ——摩擦压降, Pa
 Δp_{loc} ——局部压降, Pa
 Pr_f ——管内介质流动的普朗特数
 Re ——雷诺数
 Re_f ——管内介质流动的雷诺数
 t_{in} ——进水温度, °C
 t_{out} ——出水温度, °C
 t_s ——管外流体主体温度, °C
 ΔT ——对数平均温差, °C
 U_{rel} ——相对不确定度
 U_{abs} ——绝对不确定度
 v_{in} ——管内流速, m/s
 V_f ——传热介质体积流量, m³/h
 ρ_f ——传热介质密度, kg/m³
 η ——传热效率, %
 λ_w ——毛细管管壁导热率, W/(m·°C)
 ξ ——局部阻力系数
 μ_f ——管内流体定性温度 t_f 下动力黏度, Pa·s
 μ_w ——管内流体壁面温度 t_w 下动力黏度, Pa·s

参考文献

- [1] Buonocore J J, Luckow P, Norris G, et al. Health and climate benefits of different energy-efficiency and renewable energy choices [J]. Nature Climate Change, 2016, 6: 100-105.
- [2] Gaudard A, Wüest A, Schmid M. Using lakes and rivers for extraction and disposal of heat: estimate of regional potentials[J]. Renewable Energy, 2019, 134: 330-342.
- [3] Baik Y J, Kim M, Chang K C, et al. Potential to enhance performance of seawater-source heat pump by series operation[J]. Renewable Energy, 2014, 65: 236-244.
- [4] Shen Chao, Lei Zhuoyu, Lü Guoquan, et al. Experimental performance evaluation of a novel anti-fouling wastewater source heat pump system with a wastewater tower [J]. Applied Energy, 2019, 236: 690-699.
- [5] Rosen M A, Koohi-Fayegh S. Geothermal energy: sustainable heating and cooling using the ground [M]. Chichester: Wiley, 2017.
- [6] Jia Xin, Duanmu Lin, Shu Haiwen. Effect of seawater

- intake methods on the performance of seawater source heat pump systems in cold climate areas [J]. *Energy and Buildings*, 2017, 153: 317–324.
- [7] Jia Xin, Yang Yingxia, Xu Ce, et al. New criterion number correlation and similarity theory application on the seepage and heat transfer of a beach well intake system of seawater source heat pump [J]. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 2024, 64: 103718.
- [8] Rachman R M, Li S, Missimer T M. SWRO feed water quality improvement using subsurface intakes in Oman, Spain, Turks and Caicos Islands, and Saudi Arabia [J]. *Desalination*, 2014, 351: 88–100.
- [9] Wu Zhenjing, You Shijun, Zhang Huan, et al. Experimental study on thermal and flow performance of staggered tube-bundle heat exchanger for seawater source heat pump [J]. *Sustainable Cities and Society*, 2020, 59: 102195.
- [10] Sriyutha M P, Venkatesan R, Nair K V K, et al. Evaluation of sodium hypochlorite for fouling control in plate heat exchangers for seawater application [J]. *International Biodeterioration & Biodegradation*, 2005, 55 (3): 161–170.
- [11] Yu Jie, Zhang Huan, You Shijun. Heat transfer analysis and experimental verification of casted heat exchanger in non-icing and icing conditions in winter [J]. *Renewable Energy*, 2012, 41: 39–43.
- [12] Zheng Wandong, Ye Tianzhen, You Shijun, et al. The thermal performance of seawater-source heat pump systems in areas of severe cold during winter [J]. *Energy Conversion and Management*, 2015, 90: 166–174.
- [13] Kieper H, Stannek P, Grundler M, et al. Development and thermal performance of a thermoplastic-graphite-composite based plate heat exchanger for use in corrosive media [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2024, 236: 121581.
- [14] Kim H S, Kim J, Sohn S, et al. Experimental and numerical investigation on the fouling of a river water source heat pump system [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2024, 245: 122784.
- [15] Hansen G M. Experimental testing and analysis of surface water heat exchangers [D]. USA: Oklahoma State University, 2011.
- [16] Zheng Wandong, Zhang Huan, You Shijun, et al. Numerical and experimental investigation of a helical coil heat exchanger for seawater-source heat pump in cold region [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, 96: 1–10.
- [17] Wu Zhenjing, You Shijun, Zhang Huan, et al. Mathematical modeling and performance analysis of seawater heat exchanger in closed-loop seawater-source heat pump system [J]. *Journal of Energy Engineering*, 2019, 145(4): 04019012.
- [18] Zhou Chaohui, Ni Long, Yao Yang. Heat transfer analysis of multi-row helically coiled tube heat exchangers for surface water-source heat pump [J]. *Energy*, 2018, 163: 1032–1049.
- [19] Zhou Chaohui, Ni Long, Ke Ying, et al. Experimental study on the thermal performance of multi-row helically coiled tube heat exchanger for surface water-source heat pump [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 149: 1274–1286.
- [20] Zhou Chaohui, Ni Long, Lin Zeri, et al. Investigation on heat transfer and pressure drop characteristics of multi-row helically coiled tube heat exchanger for surface water-source heat pump [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2019, 145: 106049.
- [21] Zhou C, Zarrella A, Yao Y, et al. Analysis of the effect of icing on the thermal behavior of helical coil heat exchangers in surface water heat pump applications [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2022, 183: 122074.
- [22] Wu Zhenjing, You Shijun, Zhang Huan, et al. A comparative experimental study on the performance of staggered tube-bundle heat exchanger with unequally-pitch and equally-pitch arrangement in oscillating flow [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 154: 119680.
- [23] Wu Zhenjing, You Shijun, Zhang Huan, et al. Experimental investigation on heat transfer characteristics of staggered tube bundle heat exchanger immersed in oscillating flow [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 148: 119125.
- [24] Wu Zhenjing, You Shijun, Zhang Huan, et al. Model development and performance investigation of staggered tube-bundle heat exchanger for seawater source heat pump [J]. *Applied Energy*, 2020, 262: 114504.
- [25] Liu Long, Wang Mingqing, Chen Yu. A practical research on capillaries used as a front-end heat exchanger of seawater-source heat pump [J]. *Energy*, 2019, 171: 170–179.
- [26] Yu Huili, Wang Jingbo, Liu Jing, et al. Performance of capillary box heat exchangers buried in seabed for seawater-source heat pumps [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2022, 213: 118688.
- [27] Yu Huili, Tian Yawen, Zhao Xue, et al. Numerical investigation on operational performance of seawater-source heat pump system coupled with capillary-box heat exchangers [J]. *Case Studies in Thermal Engineering*,

- 2023, 52: 103724.
- [28] 朱彤, 安青松, 刘晓华, 等. 传热学[M]. 7 版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2020. (Zhu Tong, An Qingsong, Liu Xiaohua, et al. Heat transfer [M]. 7th ed. Beijing: China Architecture & Building Press, 2020.)
- [29] Ji Yongming, Wu Wenzhe, Wang Wenqiang, et al. Heat transfer model of the front-end capillary heat exchanger of a subway source heat pump system [J]. Energy and Buildings, 2022, 255: 111665.
- [30] Ji Yongming, Wu Wenzhe, Qi Haoyu, et al. Heat transfer performance analysis of front-end capillary heat exchanger of a subway source heat pump system [J]. Energy, 2022, 246: 123424.
- [31] Taylor J R, Thompson W. An introduction to error analysis: the study of uncertainties in physical measurements [J]. Physics Today, 1998, 51(1): 57-58.
- [32] 邹平华, 方修睦, 王芑, 等. 供热工程[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2018. (Zou Pinghua, Fang Xiumu, Wang Peng, et al. Heating engineering [M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2018.)
- [33] Ji Yongming, Wu Wenzhe, Hu Songtao. Long-term performance of a front-end capillary heat exchanger for a metro source heat pump system [J]. Applied Energy, 2023, 335: 120772.
- [34] Fieller E C, Hartley H O, Pearson E S. Tests for rank correlation coefficients. I [J]. Biometrika, 1957, 44 (3/4): 470.
- [35] Razali N M, Wah Y B. Power comparisons of shapiro-wilk, kolmogorov-smirnov, lilliefors and anderson-darling tests [J]. Journal of statistical modeling and analytics, 2011, 2: 21-33.
- 通信作者简介**
郑进福, 男, 副教授, 青岛理工大学环境与市政工程学院, 15689951015, E-mail: zjf1102610317@163.com。研究方向: 综合能源系统优化, 可再生能源消纳, 供热系统动态热力分析与储能。
- About the corresponding author**
Zheng Jinfu, male, associate professor, School of Environmental and Municipal Engineering, Qingdao University of Technology, 86-15689951015, E-mail: zjf1102610317@163.com. Research fields: optimization of integrated energy systems, renewable energy accommodation, dynamic thermal analysis and energy storage of heating systems.
- (责任编辑: 田甜)