

DOI: 10.13957/j.cnki.tcx.2023.04.022

引文格式:

张任平, 周祖祥, 傅兵, 等. 喷釉干燥用空气源热泵复叠式循环系统 COP 影响因素分析[J]. 陶瓷学报, 2023, 44(4): 801–807.

ZHANG Renping, ZHOU Zuxiang, FU Bin, et al. Influence factors on COP of air source heat pump cascade circulation system for spray glaze drying [J]. Journal of Ceramics, 2023, 44(4): 801–807.

喷釉干燥用空气源热泵复叠式循环系统 COP 影响因素分析

张任平¹, 周祖祥¹, 傅兵², 张四根¹, 黄菊¹, 钟悦¹

(1. 景德镇陶瓷大学 材料科学与工程学院, 江西 景德镇 333403;

2. 上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘要: 在国家“双碳”目标的引领下, 自然工质二氧化碳空气源热泵在清洁能源领域越来越受重视。建立了 R134a/CO₂ 复叠式热泵系统热力模型, 基于 REFPROP 软件得到循环工质的热物理参数, 利用 MATLAB 软件编程分析环境温度、供热温度、低温蒸发温度、中间冷凝温度、高温冷凝温度、中间换热温差等因素对热泵系统的 COP(性能系数)的影响。研究表明, 在 70 °C 的供热温度下复叠式热泵系统的 COP 比常规热泵系统高 52.53%。复叠式循环系统低温级在给定的蒸发温度工况下, 具有与之相匹配的最佳中间冷凝温度。当中间冷凝温度为 25 °C 时, 最大 COP 为 4.68。高温冷凝温度 50 °C 和 70 °C 系统的 COP 分别为 3.92 和 2.93。

关键词: 空气源热泵; 二氧化碳工质; 复叠式循环; 热力性能

中图分类号: TQ174.6⁺51

文献标志码: A

文章编号: 1000-2278(2023)04-0801-07

Influence Factors on COP of Air Source Heat Pump Cascade Circulation System for Spray Glaze Drying

ZHANG Renping¹, ZHOU Zuxiang¹, FU Bin², ZHANG Sigen¹, HUANG Ju¹, ZHONG Yue¹

(1. School of Materials Science and Engineering, Jingdezhen Ceramic University, Jingdezhen 333403, Jiangxi, China;

2. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China)

Abstract: Under the guidance of the country's "double carbon" goals, carbon dioxide air source heat pumps with natural working medium are receiving more and more attention in the field of clean energy. A thermodynamic model of R134a/CO₂ cascade heat pump system was proposed. The thermophysical parameters of working fluid are obtained by using the REFPROP software. The effects of environmental temperature, water supply temperature, low-temperature evaporation temperature, intermediate condensation temperature, high-temperature condensation temperature and intermediate heat transfer temperature difference on COP of the heat pump system are analyzed by using MATLAB software programming. The results indicate that COP of the cascade heat pump system is 52.53% higher than that of conventional heat pump system at heating temperature of 70 °C. The low temperature stage of the cascade cycle system has matching optimum intermediate condensation temperature under the given evaporation temperature condition. When the intermediate condensation temperature is 25 °C, the maximum COP is 4.68. The COP values of the system with high-temperature condensation temperatures of 50 °C and 70 °C are 3.92 and 2.93, respectively.

Key words: air source heat pump; carbon dioxide working substance; cascade cycle; thermodynamic performance

收稿日期: 2023-03-06。

修订日期: 2023-05-05。

Received date: 2023-03-06.

Revised date: 2023-05-05.

基金项目: 江西省自然科学基金(20212BAB204037); 国家级大学生创新创业训练计划项目(202010408013); 江西省教育厅科技项目(GJJ201322); 景德镇科技局项目(20202GYZD013-21)。

Correspondent author: ZHANG Renping (1979-), Male, Ph.D., Associate professor.

E-mail: rpzhang@126.com

通信联系人: 张任平(1979-), 男, 博士, 副教授。

0 引言

能源问题是社会可持续发展的所面临的重要问题,随着人类文明的进步和工业化进程的加快,对能源的需求在持续不断上涨,能源的开发利用带来了环境的诸多影响。中国承诺2030年碳达峰,2060年碳中和,面临的碳减排任务非常艰巨。国家发展和改革委员会、工业和信息化部、生态环境部、国家能源局联合发布《高耗能行业重点领域节能降碳改造升级实施指南(2022年版)》。文件指出了陶瓷工业装备低碳发展的方向,需要陶瓷行业进一步提升能源利用效率,减少碳排放。陶瓷工业干燥坯体、喷雾造粒和喷釉干燥过程中需要大量的热能,通过窑炉直接抽烟干燥会带来陶瓷表面的落脏问题。空气源热泵不但可以提升能量品位,同时具有3~5倍的能效比,可为陶瓷产品施釉后干燥提供清洁空气,比直接使用电能干燥更具有经济性。

空气源热泵可以实现从空气中吸收热量达到制热的目的。热泵循环过程中可以通过吸收室外空气源的热量达到提高循环经济效益的目的。对于单级空气源热泵循环系统,国内外学者已经进行了大量的研究。Lin等^[1]提出了一种空气源热泵(ASHP)系统,该系统基于专门设计的换热器冷凝储热单元,与潜热储能(LTES)单元集成,以进一步改善寒冷地区的系统性能。该装置的创新之处在于,热量直接在制冷剂和相变材料(PCM)之间传递,这显著减少了热损失。其团队紧接着对相变储能式空气源热泵进行了技术经济分析研究^[2]。Xu等^[3]基于现场监测数据的统计分析,建立了一个考虑空载功耗、循环损耗和除霜折扣修正的定速空冷热泵半理论模型。引入热力学完备性来评估连续运行时的稳态性能。Wang等^[4]提出了一种模型预测控制(MPC)方法来优化跨临界CO₂的运行空气源热泵热水器。评估其在固定环境温度、实际环境温度和可变出水温度中的运行情况。仿真结果证明了MPC的控制效果。史丽娜等^[5]通过对空气源热泵进行焓分析发现,采用焓效率高的压缩机可以提高焓效率。张雷等^[6]研究了不同工质空气源热泵的运行性能,研究表明HFO-1234ze最适合用于高温热泵。

当人类在面临如此严峻的气候环境问题时,利用二氧化碳这种自然工质实现制热重新成为研究的热点。为解决HFCs类工质全球变暖潜能值(GWP)过高的问题,推动自然工质的研究和应用。与其他制冷剂相比,二氧化碳的消耗臭氧潜能值

(ODP)和GWP值均较低,化学性质较为稳定。单位容积制冷量大,流动和传热特性表现出色,可以采用紧凑型换热器进行换热,具有较好的环境和经济效益^[7]。Ni等^[8]基于跨临界CO₂循环对垃圾发电余热梯级回收系统进行性能分析与优化。张永明等^[9]建立了二氧化碳跨临界循环热水机组的动态模型,实验数据表明模型能很好地预测热泵热水机组输入和输出参数之间的关系。邹春妹等^[10]研究了带喷射器CO₂热泵热水系统跨临界循环运行性能,分析了各种参数和引入喷射器对系统工况的影响。

空气源热泵复叠式循环可以满足更大温区的制冷/制热需求。通过分段耦合的形式实现大温差制冷/制热,将所需的温区划分成多段,每段匹配相应的制冷工质,各段的循环基本独立,通过蒸发冷凝器耦合在一起。制冷时高温级循环为低温级循环冷凝提供冷量,制热时低温级循环为高温级蒸发提供热量。依据每种制冷剂的工作温度区间相对固定,可以把大温差的需求进行分段实现制热。最终能够实现低温环境吸收热量进行制热的需求。Kong等^[11]研究了热带气候地区冷热电联供光伏/热能(PV/T)梯级热泵性能,并进行了经济性评价。Wu等^[12]分析了高温复叠热泵系统性能,并采用多目标优化和TOPSIS决策方法来寻找HTCHP系统的最优设计和运行状态。Ma等^[13]提出了一种高温复叠式热泵(HTCHP),其使用名为BY-3的近共沸混合物作为低级制冷剂循环的工作流体,以R245fa为高温级制冷剂循环的工作流体。实验研究了HTCHP在蒸发温度40℃到60℃下的性能,高温级循环冷凝机组出水温度可达142℃,性能系数COP为1.72。赵力蕃等^[14]建立了CO₂复叠式制冷循环系统热力学模型。相同工况下,NH₃/CO₂复叠式制冷系统的COP略高于R507/CO₂复叠式制冷系统。陈曦等^[15]建立了NH₃/CO₂复叠式制冷循环理论模型,并通过求解发现,COP明显受低温端蒸发温度和冷凝蒸发器内传热温差的影响。刘慧俊等^[16]提出一种复叠式太阳能增效空气源热泵系统,建立了系统的能量分析和焓分析模型。研究表明焓效率和制热量均随太阳辐射照度的增大而增大。

尽管有关陶瓷工业节能的案例经常见诸报道^[17-18],但清洁高效的供能方式研究相对较少。陶瓷生产过程中喷釉干燥所需热源温度一般介于40℃~100℃之间,复叠式空气源热泵可根据工况调整其供热温度,可以工作于40℃~100℃温度区间。该研究首次将空气源热泵系统产生的热

能用于陶瓷工业喷釉干燥，高效空气源热泵比用电直接加热干燥具有更大的节能潜力。空气源热泵相关研究主要集中在二氧化碳临界循环和循环系统的优化，有关低温热泵采用二氧化碳复叠式循环的研究还不够全面。基于此，本文在国家双碳的大背景下，研究节能潜力巨大的空气源热泵系统，并引入二氧化碳工质，采用复叠式循环解决低温环境所面临的供热问题。研究以提高 CO₂ 空气源热泵供热系统的 COP 为目的，建立了 R134a/CO₂ 复叠式热泵系统热力模型，并分析了各种因素对热泵系统的 COP 的影响。

1 CO₂ 复叠式热泵循环系统

基于 R134a/CO₂ 工质复叠式空气源热泵系统循环原理如图 1 所示，系统采用两级循环系统复叠而成。工质 R134a 工作于循环系统的高温级，工质 CO₂ 工作于复叠式循环系统的高温级。循环系统的高温级与低温级通过冷凝蒸发器耦合在一起，高温级热泵循环系统工质在冷凝蒸发器中蒸发吸收热量，低温级热泵循环系统工质在冷凝蒸发器中冷凝放出热量，高温级和低温级系统在冷凝蒸发器中通过相变传热完成热量的交换。低温级系统热泵循环时工质在蒸发器中蒸发吸收空气的热量。高温级系统热泵循环时工质在冷凝器中冷凝放出热量，可用于为需要供热的区域提供热源。图 1 中的标识 1、2、3 和 4 分别为空气源热泵系统低压级压缩机、冷凝器、膨胀阀和蒸发器的入口，图示 5、6、7 和 8 分别为复叠式循环系统高压级压缩机、冷凝器、膨胀阀和蒸发器的入口。

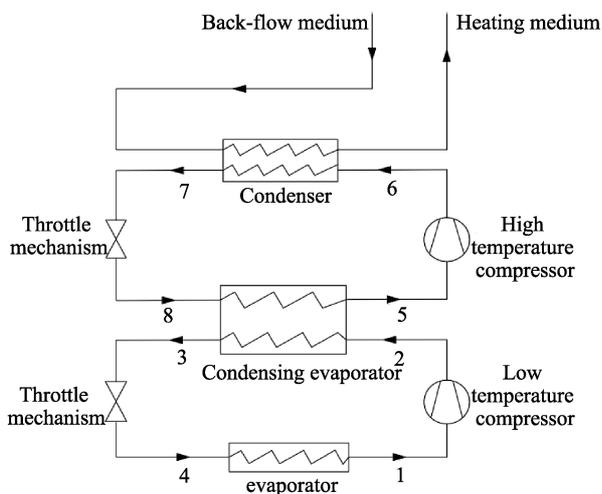


图 1 R134a/CO₂ 复叠式空气源热泵系统
Fig. 1 R134a/CO₂ cascade air source heat pump system

2 复叠式循环系统分析数学模型

复叠式空气源热泵系统运行的最终目的是通过工质在系统里面循环流动提取环境空气中的热量用于加热所需供热介质。空气源热泵节能的关键在于能把低温热源的热量转移到高温热源中。热量的转移通过工质的状态变化实现。工质的热物性参数直接影响系统的热力性能分析。R134a/CO₂ 复叠式热泵系统的 T-s 和 P-h 图分别如图 2 和图 3 所示^[19]。

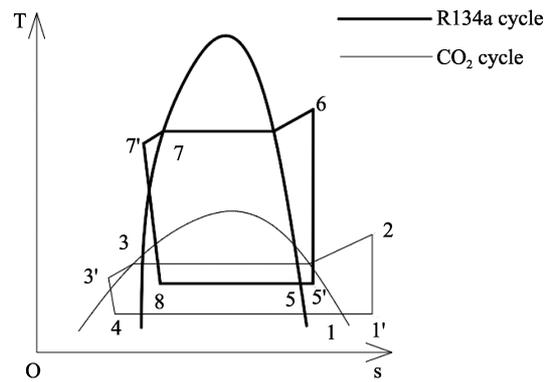


图 2 R134a/CO₂ 复叠式热泵系统 T-s 图
Fig. 2 T-s diagram of the R134a / CO₂ cascade heat pump system

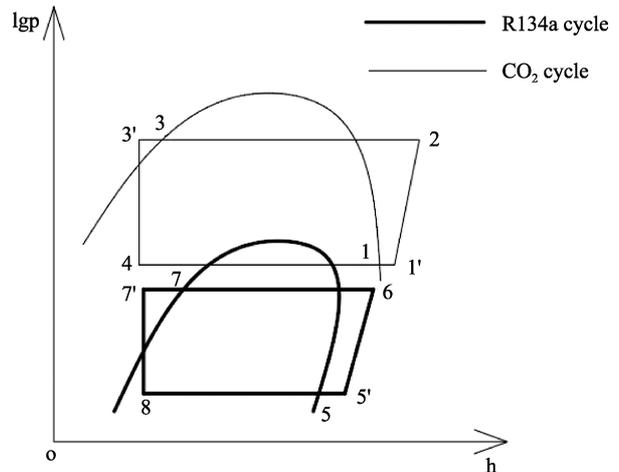


图 3 R134a/CO₂ 复叠式热泵系统的 P-h 图
Fig. 3 P-h diagram of the R134a / CO₂ cascade heat pump system

复叠式热泵通过低温级工质循环完成从低温空气中吸收热量，通过耦合的蒸发冷凝器完成热量的相变传递。最后通过高温级循环将热量转移至高温热源。工质流动过程中实现能量的传输，根据开口系统稳定流动能量守恒方程可得以下参数。

高温级压缩机功率:

$$W_H = m_H \times (h_6 - h_5) \quad (1)$$

低温级压缩机功率:

$$W_L = m_L \times (h_2 - h_1) \quad (2)$$

蒸发—冷凝器的传热量:

$$Q_{CAS} = m_L \times (h_2 - h_3) = m_H \times (h_5 - h_8) \quad (3)$$

高温循环放热量:

$$Q_H = m_H \times (h_6 - h_7) \quad (4)$$

高温循环和低温循环制冷剂的质量流量比:

$$m_H / m_L = \frac{(h_2 - h_3)}{(h_5 - h_8)} \quad (5)$$

性能系数:

$$COP = \frac{Q_H}{(W_H + W_L)} \quad (6)$$

式中: m_H 为高温级循环制冷剂质量流量($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$), m_L 为低温级循环制冷剂质量流量($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$).

热泵实际提供供热系统的热量:

$$\phi_k = \rho_w c_w q_v \times (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (7)$$

式中: ρ_w 为载热剂的密度, c_w 为载热剂的比热容, q_v 为载热剂的体积流量, $T_{w,in}$ 和 $T_{w,out}$ 分别为载热剂的进出口温度。

3 结果与讨论

R134a/CO₂ 复叠式空气源热泵系统的 COP 为热泵的制热量与所消耗的功率之比, 是衡量空气源热泵性能优劣的主要指标之一, COP 受各种因素的影响。为了探寻 R134a/CO₂ 复叠式空气源热泵的最佳运行工况, 分析了各种影响因素对系统 COP 的影响。

3.1 供热温度和环境温度对 COP 的影响

空气源热泵实际工作的运行性能受环境温度和供热温度影响。环境温度和供热温度对 R134a/CO₂ 复叠式热泵系统的 COP 的影响如图 4 和图 5 所示。模拟计算工况保持供热流量 $9 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ 、介质回流温度为 40 °C。模拟环境温度 T_{en} 从 -25 °C 增至 5 °C (步长为 5 °C), 且供热温度分别为 50 °C、55 °C、60 °C、65 °C、70 °C 时供热系统的最大 COP。由图 4 可知, R134a/CO₂ 复叠式热泵系统的 COP 随环境温度的升高而增加。这主要得益于当环境温度升高时, 相当于逆卡诺循环的低温热源的温度升高, 使得热泵循环的 COP 升高。当介质回流温度维持在 40 °C 不变时, 在供热温度由 50 °C 增加到 70 °C 过程中, R134a/CO₂ 复叠式热泵系统的 COP 不断减小。当环境温度保持

不变, 且供热温度由 50 °C 升至 70 °C 时, 系统 COP 降幅高达 27.31%。这主要由于系统需要获得更高的供热温度, 高温级循环系统需要达到更高的冷凝温度。这样导致 R134a/CO₂ 复叠式热泵系统的 COP 降低。

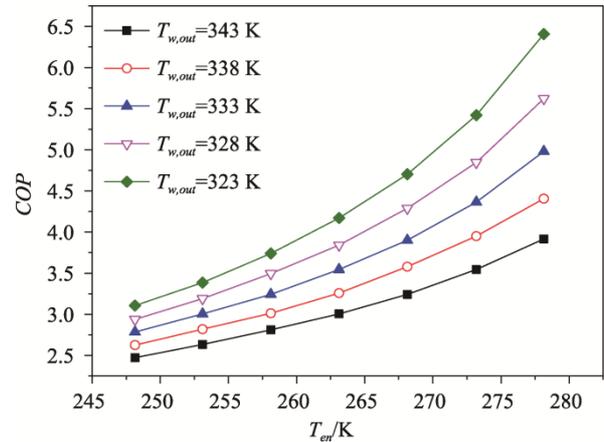


图 4 环境温度对系统的 COP 的影响

Fig. 4 Effect of ambient temperature on COP of the system

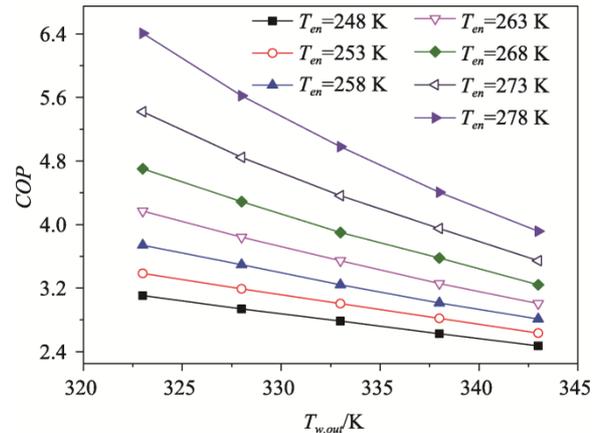


图 5 供热温度对系统的 COP 的影响

Fig. 5 Effect of heating temperature on COP of the system

对于常规跨临界循环 CO₂ 空气源热泵系统, 在供热温度从 50 °C 增加到 70 °C 的过程中, 常规热泵系统的 COP 不会发生变化。这是因为常规跨临界 CO₂ 循环的放热过程发生在超临界区域, 因此 CO₂ 在冷却器中放热时温度滑移大, 此时气体冷却器中热水与超临界 CO₂ 流体的换热窄点出现在 CO₂ 的出口位置, 这使得常规跨临界 CO₂ 循环的 COP 不随供热温度的变化而变化。

在相同环境条件下, R134a/CO₂ 复叠式热泵系统的 COP 会比常规热泵系统的 COP 大。当环境温度为 -10 °C、供热介质回流温度为 40 °C、供热温度为 70 °C 时, R134a/CO₂ 复叠式热泵系统的

COP 比常规热泵系统的 COP 高 52.53%。

3.2 不同低温蒸发温度工况下中间冷凝温度对 COP 的影响

图 6 为在供热介质流量恒定，供热温度为 70 °C，介质回流温度为 40 °C，高、低温级热泵循环中间换热温差为 5 °C 的工况下，R134a/CO₂ 复叠式热泵循环性能系数 COP 与低温蒸发温度(变化范围-30 °C ~ 0 °C)和中间冷凝温度(变化范围 0 °C ~ 30 °C)的关系。从图中可以看出，当低温蒸发温度保持不变，中间冷凝温度增大时，R134a/CO₂ 复叠式循环的 COP 呈现出先增大后减小的趋势，并在某一个中间冷凝温度下达到最大值，此中间温度即为最佳中间冷凝温度。可见，当供热流量为 $9 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ 、供热温度为 70 °C、介质回流温度为 40 °C、中间冷凝温度为 25 °C 时，最大 COP 为 4.68。而且，R134a/CO₂ 复叠式循环的 COP 最大值随着低温蒸发温度的升高而增大，即当低温蒸发温度增大时，复叠式热泵循环的 COP 最大值对应的最佳中间冷凝温度相应增大。

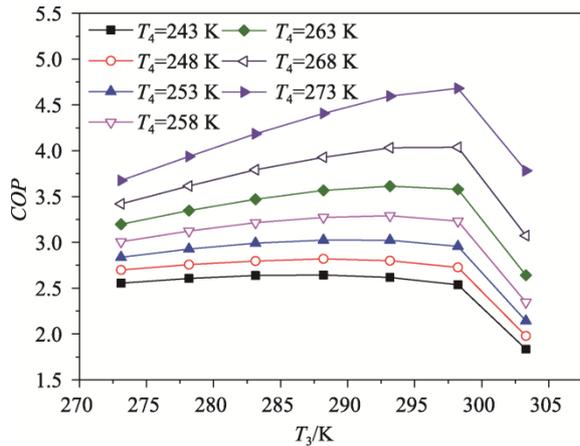


图 6 中间冷凝温度对系统 COP 的影响

Fig. 6 Influence of intermediate condensation temperature on COP of the system

3.3 不同高温冷凝温度工况下低温蒸发温度对 COP 的影响

图 7 为在保持供热介质流量不变、介质回流温度为 40 °C 的工况下，系统的 COP 与低温蒸发温度(变化范围-30 °C ~ 0 °C)和高温冷凝温度(变化范围 50 °C ~ 70 °C)的关系。从图中不难看出，当低温蒸发温度随着环境温度的升高而增大时，R134a/CO₂ 复叠式热泵循环的 COP 也随之增大；并且当低温蒸发温度 T₄ 一定时，系统的 COP 随着高温冷凝温度的增加而增加。

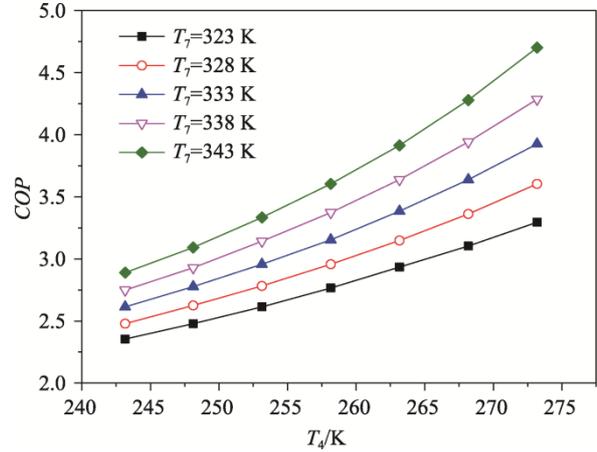


图 7 低温蒸发温度对系统 COP 的影响

Fig. 7 Effect of low-temperature evaporation temperature on COP of the system

3.4 不同中间冷凝温度工况下中间换热温差对 COP 的影响

图 8 为在保持供热流量为定值、供热温度为 70 °C、介质回流温度为 40 °C、低温蒸发温度为 -10 °C、高温冷凝温度为 75 °C 的工况下，系统 COP 与中间换热温差(变化范围 3 °C ~ 7 °C)和中间冷凝温度(变化范围 0 °C ~ 30 °C)的关系。在中间冷凝温度为 20 °C，中间换热温差 3 °C 和 7 °C 的 COP 分别为 3.75 和 3.50，R134a/CO₂ 复叠式系统的 COP 随中间换热温差的增大而减小，这主要是由于中间换热温差的增大会引起换热过程的熵增，使得换热过程的不可逆性增大。当中间换热温差一定时，COP 随中间冷凝温度的增加先增大后减小。对应于某一确定的高温级与低温级的中间换热温差，均具有一个最佳中间冷凝温度。

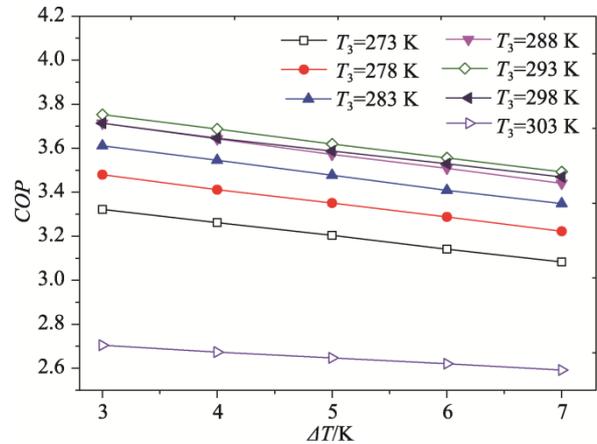


图 8 中间换热温差对系统的 COP 的影响

Fig. 8 Influence of intermediate heat exchange temperature difference on COP of the system

4 结 论

高耗能陶瓷工业急需提高能源利用效率,在陶瓷生产流程的各个环节采取节能措施。为充分挖掘空气源热泵应用于陶瓷工业的节能潜力,采用空气源热泵为陶瓷喷釉后干燥提供热源。建立R134a/CO₂复叠式热泵循环系统数学模型,通过MATLAB编程调用REFPROP软件中的工质物性进行系统分析计算。同时,研究了供热介质的进/出口温度、中间换热温差和蒸发温度等因素对空气源热泵系统COP的影响。所得的主要结论如下:

(1) 供热温度对常规跨临界CO₂空气源热泵系统的COP几乎没有影响,但对R134a/CO₂复叠式空气源热泵系统的COP影响很大,供热温度越高,R134a/CO₂复叠式空气源热泵系统的COP越低。当蒸发温度为-10℃、供热温度为70℃时,复叠式热泵系统的COP为3.03。

(2) 在相同的工况下,R134a/CO₂复叠式空气源热泵系统的COP比常规CO₂空气源热泵系统的COP高。控制蒸发温度为-10℃,供热量为11.34 kW的情况下,R134a/CO₂复叠式空气源热泵系统的COP较常规CO₂空气源热泵系统的COP提高了52.53%。中间换热温差也是制约空气源热泵系统COP的一个重要因素,在中间冷凝温度为20℃,中间换热温差为3℃和7℃的COP分别为3.75和3.5,中间换热温差越大,热泵系统的COP越小。

(3) R134a/CO₂复叠式空气源热泵系统中的低温级循环系统蒸发温度均对应一个最佳中间冷凝温度。中间冷凝温度为25℃时,最大COP为4.68。低温蒸发温度为-10℃时,最佳中间冷凝温度为25℃。高温冷凝温度越高,系统的COP越小。当保持蒸发温度为-10℃、高温冷凝温度为50℃时,系统COP为3.92,而高温冷凝温度为70℃的系统COP仅为2.93。

参考文献:

- [1] LIN Y, FAN Y B, YU M, et al. Performance investigation on an air source heat pump system with latent heat thermal energy storage [J]. Energy, 2022, 239: 121898.
- [2] YU M, LI S, ZHANG X J, et al. Techno-economic analysis of air source heat pump combined with latent thermal energy storage applied for space heating in China [J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 185: 116434.
- [3] XU Z W, LI H, SHAO S Q, et al. A semi-theoretical model for energy efficiency assessment of air source heat pump systems [J]. Energy Conversion and Management, 2021, 228: 113667.
- [4] WANG W Y, ZHAO Z F, ZHOU Q, et al. Model predictive control for the operation of a transcritical CO₂ air source heat pump water heater [J]. Applied Energy, 2021, 300: 117339.
- [5] 史丽娜, 刘学来, 李永安. 电驱动和燃气驱动空气源热泵运行设备的焓分析[J]. 流体机械, 2016, 44(8): 78-82.
SHI L N, LIU X L, LI Y A. Fluid Machinery, 2016, 44(8): 78-82.
- [6] 张雷, 王芳, 王珂, 等. HFO-1234ze在空气源热泵热水器中替代R417A、R22的研究[J]. 制冷学报, 2014, 35(3): 102-108.
ZHANG L, WANG F, WANG K, et al. Journal of Refrigeration, 2014, 35(3): 102-108.
- [7] 张永明. 跨临界二氧化碳热泵热水机组的性能模拟与实验研究[D]. 东南大学, 2020.
- [8] NI T M, SI J W, LU F L, et al. Performance analysis and optimization of cascade waste heat recovery system based on transcritical CO₂ cycle for waste heat recovery in waste-to-energy plant [J]. Journal of Cleaner Production, 2022, 331: 129949.
- [9] 张永明, 陈振乾. 跨临界二氧化碳热泵系统动态性能的仿真研究[J]. 建筑热能通风空调, 2021, 40(2): 15-20.
ZHANG Y M, CHEN Z Q. Building Energy & Environment, 2021, 40(2): 15-20.
- [10] 邹春妹, 岑继文, 刘培, 等. 跨临界二氧化碳热泵喷射循环实验[J]. 化工学报, 2016, 67(4): 1520-1526.
ZOU C M, CEN J W, LIU P, et al. CIESC Journal, 2016, 67(4): 1520-1526.
- [11] KONG R, DEETHAYAT T, ASANAKHAM A, et al. Performance and economic evaluation of a photovoltaic/thermal (PV/T)-cascade heat pump for combined cooling, heat and power in tropical climate area [J]. Journal of Energy Storage, 2020, 30: 101507.
- [12] WU Z X, WANG X Y, SHA L, et al. Performance analysis and multi-objective optimization of the high-temperature cascade heat pump system [J]. Energy, 2021, 223: 120097.
- [13] MA X L, ZHANG Y F, FANG L, et al. Performance analysis of a cascade high temperature heat pump using R245fa and BY-3 as working fluid [J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 140: 466-475.
- [14] 赵力蕃, 申江, 胡开永, 等. NH₃/CO₂和R507/CO₂复叠式制冷系统性能模拟分析[J]. 低温与超导, 2019, 47(3): 95-100.
ZHAO L F, SHEN J, HU K Y, et al. Cryogenics &

- Superconductivity, 2019, 47(3): 95–100.
- [15] 陈曦, 王军, 王海霞, 等. NH_3/CO_2 复叠式制冷循环系统的热力性能分析[J]. 低温与超导, 2016, 44(3): 55–59, 87.
CHEN X, WANG J, WANG H X, et al. Cryogenics & Superconductivity, 2016, 44(3): 55–59, 87.
- [16] 刘慧俊, 李风雷. 太阳能增效的复叠式空气源热泵系统能量分析与及(火用)分析[J]. 华侨大学学报(自然科学版), 2022, 43(2): 160–167.
LIU H J, LI F L. Journal of Huaqiao University (Natural Science), 2022, 43(2): 160–167.
- [17] 刘晓婷, 杨辉, 申乾宏, 等. 纤维素气凝胶的结构调控及其性能表征[J]. 陶瓷学报, 2020, 41(3): 415–420.
LIU X T, YANG H, SHEN Q H, et al. Journal of Ceramics, 2020, 41(3): 415–420.
- [18] 李明哲, 张云涛, 傅宏明, 等. 氧化铝陶瓷膜的微结构调控与烟气水分回收性能研究[J]. 陶瓷学报, 2022, 43(2): 272–278.
LI M Z, ZHANG Y T, FU H M, et al. Journal of Ceramics, 2022, 43(2): 272–278.
- [19] 罗威. R134a/ CO_2 复叠式空气源热泵系统特性研究与能耗仿真[D]. 合肥工业大学, 2019.

(编辑 梁华银)