

CO₂ 跨临界冷热联供循环性能分析

郭东奇¹, 刘冲¹, 吕一帆², 潘利生³

(1. 中国能源建设集团山西省电力勘测设计院有限公司, 山西 太原 030001; 2. 北京建筑大学 环境与能源工程学院, 北京 100044; 3. 中国科学院力学研究所 高温气体动力学国家重点实验室, 北京 100190)

摘要:以 CO₂ 跨临界循环冷热联供系统为研究对象, 通过理论计算分析了传热窄点温差约束下系统供热温度、供冷温度、制热系数 (COP_h) 和制冷系数 (COP_c) 随压缩机排气压强、气体冷却器出口工质温度和蒸发温度的变化规律。结果表明: 供热温度随压缩机排气压强和气体冷却器出口工质温度的提高而升高, 随蒸发温度的提高而降低; 供冷温度只随蒸发温度变化; COP_h 和 COP_c 随气体冷却器出口工质温度的提高而减小, 随蒸发温度的提高而增大; 当气体冷却器出口工质温度为 30~40℃ 时, 随压缩机排气压强的增大, COP 减小, 当气体冷却器出口工质温度为 45℃ 时, COP 先增大后减小; 在考察工况下, 当蒸发温度为 -25℃、气体冷却器出口温度为 45℃ 时, 循环系统在压缩机排气压强为 14 MPa 可以达到最大供热温度 120.65℃、最低供冷温度 -15℃, 此时系统 COP 为 2.94。

关键词: CO₂ 跨临界循环; 冷热联供; COP

中图分类号: TB65 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2022.10.004

[引用本文格式] 郭东奇, 刘冲, 吕一帆, 等. CO₂ 跨临界冷热联供循环性能分析[J]. 热能动力工程, 2022, 37(10): 35-40. GUO Dong-qi, LIU Chong, LYU Yi-fan, et al. Performance analysis of the CO₂ transcritical combined cooling and heating cycle[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(10): 35-40.

Performance Analysis of the CO₂ Transcritical Combined Cooling and Heating Cycle

GUO Dong-qi¹, LIU Chong¹, LYU Yi-fan², PAN Li-sheng³

(1. China Energy Engineering Group Shanxi Electric Power Engineering Co., Ltd, Taiyuan, China, Post Code: 030001; 2. School of Environment and Energy Engineering, Beijing University of Civil Engineering and Architecture, Beijing, China, Post Code: 100044; 3. State Key Laboratory of High-temperature Gas Dynamics, Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing, China, Post Code: 100190)

Abstract: This paper carries out the theoretical analysis and calculation to the CO₂ transcritical cycle combined cooling and heating system, studies the variation rules of heating temperature, cooling temperature, heating coefficient COP_h and cooling coefficient COP_c of system with compressor discharge pressure, working fluid temperature at the outlet of gas cooler and vaporizer temperature under the temperature difference restrain of heat transfer pinch point. The results show that the heating temperature increases with the increase of the compressor discharge pressure and the working fluid temperature at the outlet of the gas cooler, and decreases with the increase of the vaporizer temperature. And the cooling temperature only changes with the vaporizer temperature. COP_h and COP_c decrease with the increase of working fluid temperature at the outlet of gas cooler and increase with the increase of vaporizer temperature. With the

收稿日期: 2021-12-14; 修订日期: 2021-12-21

基金项目: 北京市自然科学基金(3192042); 中国能源建设集团山西省电力勘测设计院有限公司科技项目(14-K2021-27-N01)

Fund-supported Project: Natural Science Foundation of Beijing(3192042); Research Project of China Energy Engineering Group Shanxi Electric Power Engineering Co., Ltd(14-K2021-27-N01)

作者简介: 郭东奇(1988-), 男, 山西晋中人, 中国能源建设集团山西省电力勘测设计院有限公司工程师。

通讯作者: 潘利生(1982-), 男, 河北高碑店人, 中国科学院力学研究所副研究员。

increase of compressor discharge pressure, COP decreases when the working medium temperature at the outlet of the gas cooler is 30 °C to 40 °C, and increases first and then decreases when the working medium temperature at the outlet of the gas cooler is 45 °C. Under the investigation condition, when the vaporizer temperature is -25 °C, working fluid temperature at the outlet of gas cooler is 45 °C and the compressor discharge pressure is 14 MPa, the cycle system can reach the maximum heating temperature of 120.65 °C and the minimum cooling temperature of -15 °C, and at this time, the COP of the system is 2.94.

Key words: CO₂ transcritical cycle, combined cooling and heating, COP

引 言

CO₂跨临界循环冷热耦合联供系统可以同时制热和制冷,可用于酒店、商场、大型超市、有制冰需求的比赛场馆和不同用能温度需求的工厂等场景,满足不同场景供热、制冷、生活用水和制冰等需求。

Yang 等人^[1]对 CO₂热泵进行研究,探究压缩机转速、进水流量和进水温度对热泵出水温度的影响,结果表明,调节进水流量对提升热泵系统出水温度的效果最优;同时,最优工况下,系统 COP 会随着出水温度的提高而下降。汪坤海等人^[2]对跨临界 CO₂热泵进行模拟和实验研究,结果表明,气体冷却器进口水温对系统制热量和 COP 影响最大。杨俊兰等人^[3]对跨临界 CO₂水—水热泵进行实验研究,结果表明, COP 随蒸发温度升高增大、随冷却水温度提高减小;同时,在相同工况下增加回热器可以提高系统性能系数。祝银海等人^[4]对出水温度高于 75 °C 的 CO₂热泵高温热水器进行实验研究,探究多种参数对其性能的影响,结果表明,系统 COP 随气体冷却器出水温度升高而减小、随蒸发温度升高先增大后减小,在考察工况下出水温度为 95 °C 时系统最大 COP 为 3.9。胡余生等人^[5]分析运行压力、气体冷却器出口温度和回热温度对 CO₂跨临界热泵系统性能的影响,结果表明,回热器运行效果与气体冷却器出口温度有关,会对系统 COP 产生不同影响,同时压缩机排气压力的选择受出水温度和气体冷却器出口温度共同影响。Sarkar 等人^[6]建立了跨临界 CO₂热泵稳态仿真模型,并与实验结果进行比较,结果表明,系统最优 COP 与压缩机转速、冷却水温度、冷冻水温度、蒸发温度和压缩机排气压力有关。

本文以 CO₂跨临界循环为研究对象,建立 CO₂跨临界循环冷热联供系统理论模型,在传热窄点约

束下进行理论分析计算,研究了不同工况下系统的供热温度(即载热介质出口温度)和制热系数 COP_h、供冷温度(即载冷介质出口温度)和制冷系数 COP_c随压缩机排气压强、气体冷却器出口工质温度和蒸发温度的变化规律。

1 研究方法

图 1 为 CO₂跨临界循环系统图。系统主要由压缩机、气体冷却器、节流阀和蒸发器组成。图 2 为 CO₂跨临界循环示意图(该循环为本文中考察的其中一个工况)。理论循环中使用载热介质作为冷源,在气体冷却器中将超临界 CO₂工质等压冷却至状态点 3;CO₂进入节流阀膨胀至状态点 4,节流阀进出口处的 CO₂工质焓相等;进入蒸发器的两相流 CO₂工质与作为热源的载冷介质进行换热,在蒸发器出口处达到饱和状态点 1;饱和的 CO₂蒸汽进入压缩机,升压至超临界状态点 2,随后进入气体冷却器进行换热,完成了从超临界状态到气、液或气液混合状态再到超临界状态的跨临界循环。整个循环过程为 1-2-3-4-1。

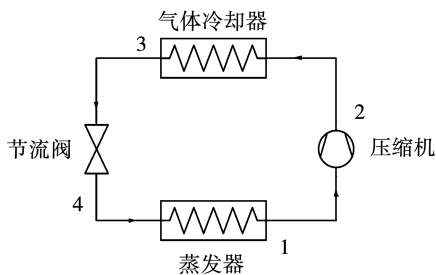


图 1 CO₂跨临界循环系统图

Fig. 1 System diagram of CO₂ transcritical cycle

理论循环工况为:载热介质进口温度 15 °C,压力 0.1 MPa,比定压热容 4.18 kJ/(kg·°C);载冷介质进口温度 12 °C,压力 0.1 MPa,比定压热容

4.18 kJ/(kg·℃);压缩机排气压强变化范围 11 ~ 14 MPa;压缩机功率 14.7 kW;压缩机等熵效率 0.75;气体冷却器出口工质温度变化范围 30 ~ 45 ℃;蒸发温度变化范围 -20 ~ 5 ℃;气体冷却器窄点温差 10 ℃。

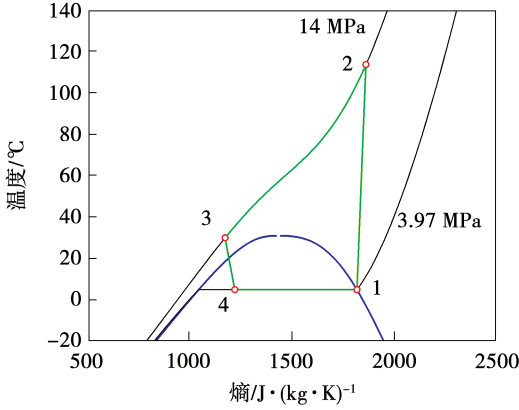


图 2 CO₂跨临界循环示意图

Fig. 2 Schematic diagram of CO₂ transcritical cycle

在理论循环计算中,节流阀进出口焓值相等:

$$h_4 = h_3 \quad (1)$$

压缩机以 75% 的效率对 CO₂ 工质进行等熵压缩,压缩机出口实际焓值:

$$\eta_s = \frac{h_{2,s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2)$$

每个状态点由该点两个已知参数确定,并通过 REFPRO9.0 查询得出全部参数。在定压缩机功率条件下,无论工况如何变化,压缩机均以 14.7 kW 功率满负荷运行,当前运行工况下 CO₂ 工质的质量流量为:

$$\dot{m}_{\text{CO}_2} = \frac{W_{\text{com}}}{h_2 - h_1} \quad (3)$$

式中: h_1, h_2, h_3 和 h_4 —循环中 4 个状态点的焓值, kJ/kg; $h_{2,s}$ —压缩机出口理论焓值, kJ/kg; η_s —压缩机等熵效率; $\dot{m}$ —质量流量, kg/s; W_{com} —压缩机功率, kW。

将换热流体和 CO₂ 工质的换热过程等熵分为若干换热微元,使用二分法将换热流体的质量流量设为变量,窄点温差设为迭代目标:

$$\dot{Q}_{\text{CO}_2} = \dot{m}_{\text{CO}_2} \Delta h \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{\text{H}_2\text{O}} = \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} c_p \Delta t \quad (5)$$

$$\dot{Q}_{\text{H}_2\text{O}} = \dot{Q}_{\text{CO}_2} \quad (6)$$

$$\Delta t' = t_{\text{CO}_2} - t_{\text{H}_2\text{O}} \quad (7)$$

式中: $\dot{Q}$ —换热量, kW; Δh —气体冷却器、蒸发器进出口工质比焓差, kJ/kg; c_p —比定压热容, kJ/(kg·℃); Δt —载热介质、载冷介质进出口温差, ℃; $\Delta t'$ —工质和换热流体水的传热温差, ℃; t_{CO_2} —工质的温度, ℃; $t_{\text{H}_2\text{O}}$ —换热流体水的温度, ℃。

在窄点温差约束下对每个换热微元进行迭代计算,当窄点温差达到设定值时,可以得到相应工况下换热流体的质量流量和循环系统的供热或供冷温度。

系统制热系数 COP_h 及制冷系数 COP_c 计算式为:

$$\text{COP}_h = \frac{q_h}{w} \quad (8)$$

$$\text{COP}_c = \frac{q_c}{w} \quad (9)$$

式中: COP_h —系统制热系数; COP_c —系统制冷系数; q_h, q_c —制热量和制冷量, kW; w —压缩机耗功量, kW。

2 结果与分析

CO₂ 跨临界循环冷热联供系统的供热温度(即载热介质出口温度)、供冷温度(即蒸发器出水温度)和制热系数 COP_h 、制冷系数 COP_c 在定压缩机功率条件下,随压缩机排气压强、气体冷却器出口工质温度和蒸发温度而变化。

图 3 为系统性能参数在不同气体冷却器出口工质温度下随压缩机排气压强变化的曲线。如图 3(a) 所示,蒸发温度为 -15 ℃、气体冷却器出口工质温度在 30 ~ 45 ℃ 范围时,随着压缩机排气压强的逐渐增大,循环系统的供热温度逐渐提高。压缩机排气压强增大 3 MPa,不同气体冷却器出口工质温度工况下供热温度平均提高了约 25 ℃。因为气体冷却器入口工质焓值随压缩机排气压强增大而增大,气体冷却器出口工质温度不变使得出口工质焓值略有减小。气体冷却器进出口工质焓差逐渐增大,气体冷却器换热量也相应增加,当载热介质入口温度不变时,由式(4)~(7)可知,系统供热温度逐

渐提高。同时,当气体冷却器出口工质温度在 30 ~ 40 ℃ 范围时,随着压缩机排气压强的逐渐增大,系统 COP_h 逐渐减小。压缩机排气压强增大 3 MPa,不同气体冷却器出口工质温度工况下 COP_h 平均减小了约 0.16;当气体冷却器出口工质温度为 45℃ 时,随着压缩机排气压强的逐渐增大,系统 COP_h 先逐渐增大,在 12.3 MPa 时达到最大值 2.21,随后逐渐减小。因为蒸发温度不变时,随着压缩机排气压强增大,压缩机耗功逐渐增大,且其递增量大于气体冷却器内换热量的递增量,由式(8)可知, COP_h 逐渐减小。当气体冷却器出口工质温度为 45 ℃、压缩机排气压强小于 12.3 MPa 时,气体冷却器内换热量的递增量大于压缩机耗功递增量,压缩机排气压强递增到 12.3 MPa 后换热量递增量开始小于压缩机耗功递增量,所以 COP_h 先逐渐增大,达到峰值后逐渐减小。

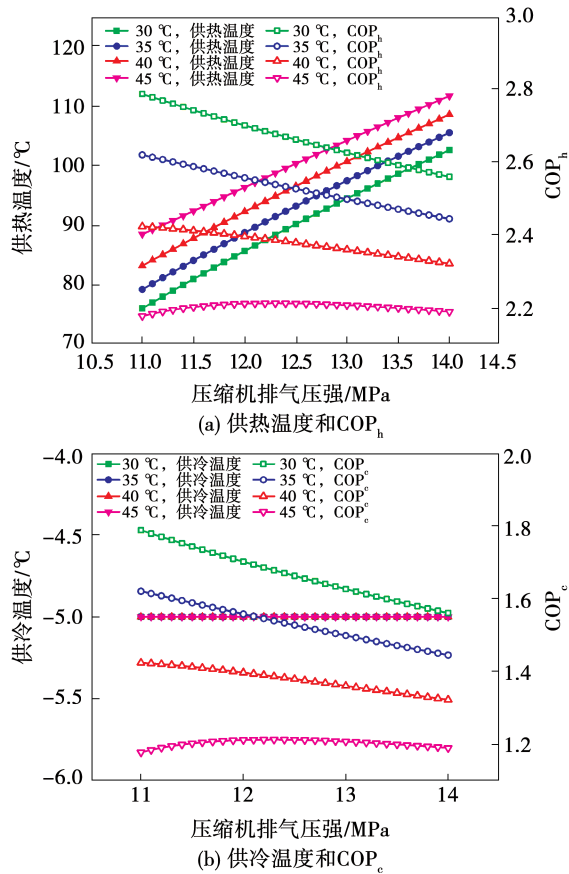


图3 系统性能参数随压缩机排气压强的变化
Fig.3 Variation of system performance parameter
with the compressor discharge pressure

如图 3(b) 所示,蒸发温度为 -15 ℃、气体冷却器出口工质温度在 30 ~ 45 ℃ 范围时,随着压缩机排气压强的逐渐增大,循环系统的供冷温度保持不变。原因是蒸发器内载冷介质和 CO₂ 工质的换热过程存在一个最小传热温差,换热过程中两相流工质吸收热量达到饱和状态,温度保持不变,载冷介质放出热量温度逐渐下降,所以传热窄点位于蒸发器出口处。因此,在窄点温差约束下,当蒸发温度保持不变时系统供冷温度在数值上等于蒸发温度和窄点温差的差值,与压缩机排气压强无关。同时,当气体冷却器出口工质温度在 30 ~ 40 ℃ 范围时,随着压缩机排气压强的逐渐增大,系统 COP_c 逐渐减小,气体冷却器出口工质温度为 30 ℃ 时 COP_c 变化幅度最大为 0.23;当气体冷却器出口工质温度为 45 ℃ 时,随着压缩机排气压强的逐渐增大系统 COP_c 先逐渐增大,在 12.3 MPa 时达到最大值 1.21,随后逐渐减小。原因是节流过程焓相等,所以蒸发器进口工质焓值随压缩机排气压强增大而略有减小,当蒸发温度不变时,蒸发器出口饱和状态点焓值保持不变,蒸发器进出口工质焓差增大,换热量增大。同时压缩机耗功量也增大,且其递增量大于蒸发器内换热量递增量,由式(9)可知,系统 COP_c 逐渐减小。当气体冷却器出口工质温度为 45 ℃ 时,蒸发器内换热量的递增量先大于压缩机耗功递增量,后小于压缩机耗功递增量,所以系统 COP_c 先增大后渐减小。

由于在 CO₂ 跨临界循环冷热联供系统中,可以同时进行气体冷却器供热和蒸发器制冷,所以系统的总性能系数 COP 应该为制热系数 COP_h 和制冷系数 COP_c 的和。所以,在相同工况下,冷热联供系统的 COP 明显高于仅供热的热泵系统和仅制冷的冷水机系统,提高了循环系统的运行效率和电能的利用率。

由此可以推断出,在考察工况范围内,若压缩机排气压强持续增大,系统供热温度也会随之持续递增,但供冷温度会继续保持不变。且制热系数 COP_h 和制冷系数 COP_c 将会持续降低,总 COP 持续减小。相反,降低系统压缩机排气压强可以得到更高的系统 COP。

图 4 为系统性能参数在不同压缩机排气压强下随气体冷却器出口工质温度的变化曲线。如

图 4(a) 所示,蒸发温度为 $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、压缩机排气压强在 $11\sim 14\text{ MPa}$ 范围时,随着气体冷却器出口工质温度的逐渐增大,系统的供热温度逐渐提高,系统 COP_h 逐渐减小。当气体冷却器出口工质温度提高 $15\text{ }^{\circ}\text{C}$,不同压缩机排气压强下供热温度平均提高了约 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。同时,在考察范围内,随着气体冷却器出口工质温度的升高,压强越小系统 COP_h 递减幅度越大,在 11 和 14 MPa 压强下, COP_h 分别减少了 0.61 和 0.37 。分析可知,当压缩机排气压强不变时,其状态点的温度亦保持不变,如果载热介质入口温度也保持不变,随着气体冷却器出口工质温度提高, CO_2 工质和载热介质之间的传热温差增大,在窄点温差的约束下载热介质质量流量减小,换热量相同时热泵供热温度逐渐提高。同时,当蒸发温度也保持不变时,压缩机耗功量亦保持不变,气体冷却器进出口工质焓差随气体冷却器出口工质温度的升高逐渐减小,换热量逐渐减小,系统 COP_h 逐渐减小。

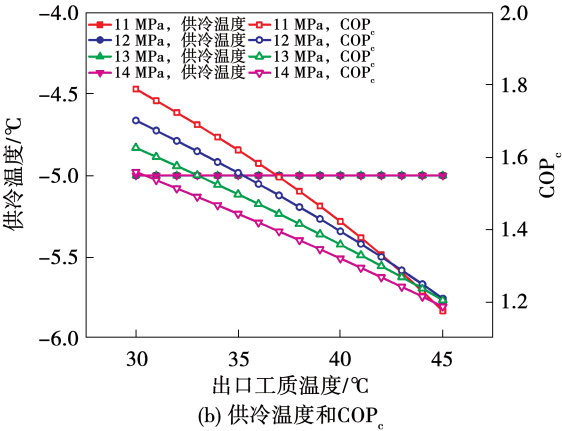
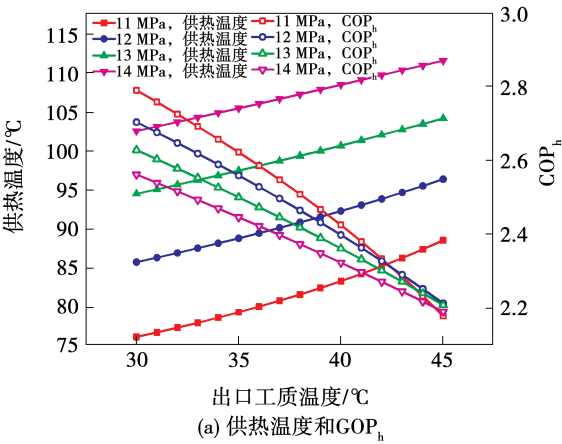


图 4 系统性能参数随气体冷却器出口工质温度变化
Fig. 4 Variation of system performance parameter
with the temperature of the working fluid at
the outlet of gas cooler

如图 4(b) 所示,蒸发温度为 $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、压缩机排气压强在 $11\sim 14\text{ MPa}$ 范围时,随着气体冷却器出口工质温度的逐渐提高,系统的供冷温度保持不变,系统 COP_c 逐渐减小。在考察范围内,随着气体冷却器出口工质温度的升高,压强越小,系统 COP_c 递减幅度越大,当压强为 11 MPa 时 COP_h 减小了 0.61 。在窄点温差约束下,系统供冷温度主要与蒸发温度有关,不随气体冷却器出口工质温度而变化。同时,由于压缩机耗功量保持不变,且蒸发器换热量随气体冷却器出口工质温度的升高逐渐减小,系统 COP_c 逐渐减小。

由此可以推断出,在考察工况范围内,若气体冷却器出口工质温度持续升高,系统供热温度也会随之持续递增,供冷温度仍然不变,但系统 COP_h , COP_c 会随之持续减小,总 COP 持续减小。相反,降低气体冷却器出口工质温度可以得到更高的系统 COP 。

图 5 为系统性能参数在不同压缩机排气压强下随蒸发温度的变化曲线。如图 5(a) 所示,气体冷却器出口工质温度为 $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、压缩机排气压强在 $11\sim 14\text{ MPa}$ 范围时,随着蒸发温度的逐渐提高系统的供热温度逐渐减小, COP_h 大幅提高。当蒸发温度提高 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,不同压缩机排气压强下供热温度平均降低了约 $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。同时,在考察范围内,随着蒸发温度的升高压强越小,系统 COP_h 递增幅度越大,在 11 和 14 MPa 压强下, COP_h 分别增大了 1.41 和 1.03 。分析可知,当蒸发温度升高时,蒸发器出口处饱和 CO_2 工质的熵值减小,经压缩机以 75% 效率等熵压缩后,压缩机出口工质熵值也随之减小;在压缩机排气压强不变的条件下,压缩机进出口焓差减小, CO_2 工质的质量流量增大,且其递增量大于气体冷却器进出口焓差的递减量,使得气体冷却器内换热量增大。由于气体冷却器入口工质温度降低而载热介质入口温度保持不变,工质和载热介质的传热温差减小,在窄点温差约束下,载热介质质量流量增大,且其递增量大于气体冷却器内换热量的递增量,循环系统供热温度逐渐降低。同时,因为气体冷却器内换热量增大,耗功量减小,系统 COP_h 逐渐增大。

如图 5(b) 所示,气体冷却器出口工质温度为 $30\text{ }^{\circ}\text{C}$,压缩机排气压强在 $11\sim 14\text{ MPa}$ 范围时,随着

蒸发温度的逐渐提高,系统的供冷温度逐渐升高, COP_c 大幅提高。且供冷温度和蒸发温度的差值保持不变,数值上等于传热窄点温差。同时,在考察工况范围内,随着蒸发温度的升高,压缩机排气压强越小,系统 COP_c 递增幅度越大,压强为 11 MPa 时, COP_c 增大了 1.17。同理,在窄点温差约束下,系统供冷温度主要与蒸发温度有关,数值上等于蒸发温度和窄点温度的差值,所以随着蒸发温度的提高,系统供冷温度稳步上升。同时,当蒸发温度提高时,如果压缩机排气压强不变,则压缩机耗功量减小。在气体冷却器出口工质温度不变条件下,蒸发器内换热量略有减小,且其递减量小于压缩机耗功递减量,系统 COP_c 逐渐增大。

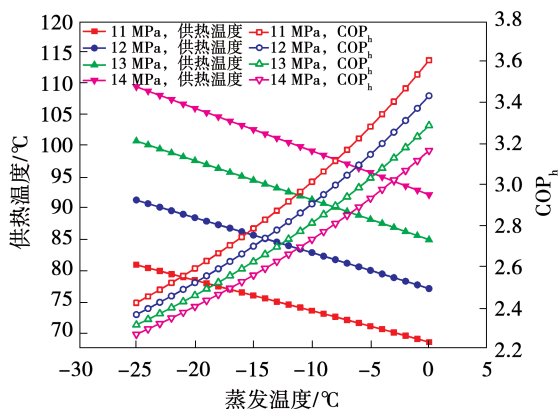
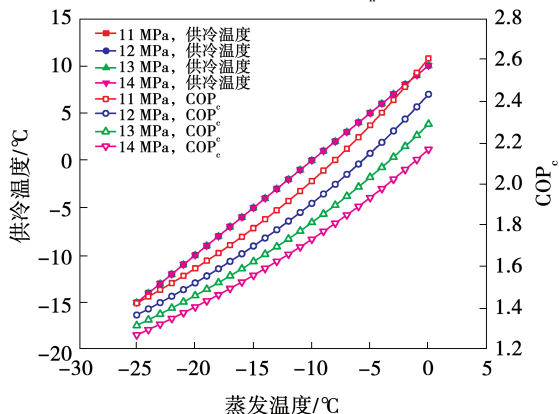
(a) 供热温度和 COP_h (b) 供冷温度和 COP_c

图 5 系统性能参数随蒸发温度变化

Fig. 5 Variation of system performance parameter with vaporizer temperature

由此可以推断出,在考察工况范围内,若蒸发温度持续升高,系统供热温度将持续降低,但供冷温度将随之持续提高, COP_h 、 COP_c 将持续增大,系统总 COP 持续增大。反之,蒸发温度持续降低,循环系

统可以得到更高的供热温度和更低的供冷温度,但 COP 会随之减小。

综合图 3 ~ 图 5 可以得知,当系统在一定工况下可以得到较高的供热温度时,该工况下对应的系统 COP 较小。反之,当系统的 COP 较高时,该工况下循环系统的供热温度较低。

3 结 论

通过理论计算分析 CO_2 跨临界循环冷热联供系统的性能参数随控制参数的变化规律,得出结论:

(1) 在窄点温差约束下,系统供热温度随压缩机排气压强和气体冷却器出口工质温度的提高而升高,随蒸发温度的提高而降低。系统供冷温度随蒸发温度的提高而升高,不随压缩机排气压强和气体冷却器出口工质温度的变化而变化。当蒸发温度为 $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$,气体冷却器出口温度为 $45\text{ }^{\circ}\text{C}$,循环系统在 14 MPa 可以达到最高供热温度 $120.65\text{ }^{\circ}\text{C}$,最低供冷温度 $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$,系统 COP 为 2.94。

(2) 在窄点温差约束下,系统 COP 随气体冷却器出口工质温度的提高而减小,随蒸发温度的提高而增大。随压缩机排气压强的增大,当气体冷却器出口工质温度为 $30\sim40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时 COP 减小,当其温度为 $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, COP 先增大后减小。当蒸发温度为 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$,气体冷却器出口工质温度为 $30\text{ }^{\circ}\text{C}$,压缩机排气压强为 11 MPa 时,系统达到最大的总 COP 为 6.22。

(3) 相同工况下,压缩机排气压强变化对系统供热温度影响最大,蒸发温度变化对供冷温度、COP 影响最大。同时,系统供热温度越高,其对应的制热系数 COP_h 越小。

参考文献:

- [1] YANG L, QIN X, ZHAO L, et al. Analysis and comparison of influence factors of hot water temperature in transcritical CO_2 heat pump water heater: an experimental study[J]. Energy Conversion and Management, 2019, 198: 111836.
- [2] 汪坤海, 关欣, 闫金州, 等. 跨临界 CO_2 热泵系统性能研究[J]. 热能动力工程, 2018, 33(3): 1-7.
- WANG Kun-hai, GUAN Xin, YAN Jin-zhou, et al. Study on performance of transcritical CO_2 heat pump system[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2018, 33(3): 1-7.