

供热回水温度对跨临界 CO₂ 热泵系统性能的影响研究

史维秀¹, 周俊伟¹, 张振², 吕一帆¹, 潘利生³

(1. 北京建筑大学 环境与能源工程学院, 北京 100044; 2. 北京市生态地质研究所, 北京 100011;
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: 环境温度和热用户实际用热情况会影响供热回水温度, 进而显著影响跨临界 CO₂ 热泵系统的性能。针对这一变工况问题, 建立了跨临界 CO₂ 热泵系统理论分析模型, 采用数值仿真方法研究了常规跨临界 CO₂ 热泵系统和带回热器的跨临界 CO₂ 热泵系统在不同供热回水温度下供热温度和制热性能系数 COP_h 等性能参数的变化规律。结果表明: 对于两种跨临界 CO₂ 热泵系统, 随着供热回水温度的升高, 系统供热温度在某一特定温度范围内(压缩机排气压力为 8 MPa 时供热回水温度约为 20 °C) 迅速跃升, 而后保持不变(常规热泵系统)或持续升高(带回热器热泵系统); 系统 COP_h 总体呈现下降趋势, 且在较低的压缩机排气压力下, COP_h 降幅较大; 在常规热泵系统中, 最大供热回水温度随压缩机排气压力的升高呈线性上升; 与常规热泵系统相比, 带回热器的热泵系统在一定程度上提升了系统供热回水温度和 COP_h, 压缩机排气压力越低, 提升幅度越明显, 在所考察的工况中, COP_h 提升幅度最大可达 97.3%; 带回热器热泵系统在一定程度上避免了高供热回水温度下蒸发器侧无蒸发现象的发生, 更适应高温工况。

关键词: 跨临界 CO₂ 热泵; 回水温度; COP_h; 回热器

中图分类号: TK221 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2025.05.012

[引用本文格式] 史维秀, 周俊伟, 张振, 等. 供热回水温度对跨临界 CO₂ 热泵系统性能的影响研究 [J]. 热能动力工程, 2025, 40(5): 104-112. SHI Weixiu, ZHOU Junwei, ZHANG Zhen, et al. Study on the influence of heating return water temperature on the performance of a transcritical CO₂ heat pump system [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2025, 40(5): 104-112.

Study on the Influence of Heating Return Water Temperature on the Performance of a Transcritical CO₂ Heat Pump System

SHI Weixiu¹, ZHOU Junwei¹, ZHANG Zhen², LYU Yifan¹, PAN Lisheng³

(1. School of Environment and Energy Engineering, Beijing University of Civil Engineering and Architecture, Beijing, China, Post Code: 100044; 2. Beijing Institute of Ecological Geology, Beijing, China, Post Code: 100011; 3. State Key Laboratory of High-temperature Gas Dynamics, Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing, China, Post Code: 100190)

Abstract: The ambient temperature and the actual heat demand of the user affect the heating return water temperature, which in turn significantly impacts the performance of transcritical CO₂ heat pump systems. Aiming at this problem of variable working condition, a theoretical analysis model of the transcritical CO₂ heat pump system was established. The variations in heating temperature, heating coefficient of performance (COP_h), and other performance parameters of the conventional transcritical CO₂ heat pump system and the transcritical CO₂ heat pump system with heat regenerator were investigated by numerical simulation method under different heating return water temperatures. The results show that for the two

收稿日期: 2024-10-25; 修订日期: 2024-12-27

基金项目: 北京市教育委员会科学研究计划资助项目 (KM.202310016008); 北京市自然科学基金资助项目 (3192042)

Fund-supported Project: R&D Program of Beijing Municipal Education Commission (KM202310016008); Beijing Natural Science Foundation (3192042)

作者简介: 史维秀 (1983-), 女, 北京建筑大学副教授。

通信作者: 潘利生 (1982-), 男, 中国科学院力学研究所副研究员。

transcritical CO₂ heat pump systems, with the increase of the heating return water temperature, the heating temperature of the system jumps rapidly in a specific temperature range (about 20 °C when the compressor exhaust pressure is 8 MPa), and then remains unchanged (for conventional heat pump system) or continues to increase (for heat pump system with heat regenerator). The COPh of the system generally shows a declining trend, with a larger decrease occurring at lower compressor discharge pressures. In conventional heat pump system, the maximum heating return water temperature increases linearly with the increase of compressor exhaust pressure. Compared with the conventional heat pump system, the heat pump system with the heat regenerator increases the heating temperature and COPh of the system to a certain extent, with a larger increase occurring at lower compressor exhaust pressures. Under the investigated working conditions, the increase range of COPh can reach a maximum of 97.3%. At the same time, the heat pump system with heat regenerator avoids the occurrence of no evaporation on the evaporator side under high heating return water temperature to a certain extent, and has better adaptability to high temperature conditions.

Key words: transcritical CO₂ heat pump, return water temperature, COPh, heat regenerator

引言

热泵作为一种可以将低品位热能转变为高品位热能的节能装置,在助力中国实现“碳达峰碳中和”目标中发挥着重要作用。长期以来,合成制冷剂凭借其优异性能,在市场中占据主导地位。然而,随着人们环境意识的增强,制冷剂的选择标准逐渐向环境友好方向转变。作为自然制冷剂的一种,CO₂由于其独特的优点备受关注。CO₂无毒、不可燃,全球变暖潜能值(GWP)仅为1,臭氧消耗潜能值(ODP)为零,显示出显著的环境和安全优势。此外,超临界CO₂在放热过程中具有较大的温度滑移,能够高效制取热水^[1];低压缩比使CO₂压缩机的等熵效率更高^[2];高热容量则使系统设计更加紧凑^[3]。然而,CO₂较低的临界温度(31.1 °C)^[4]一定程度上限制了其在高温环境中的应用,高运行压力(8 MPa以上)^[2]也对系统结构提出了更高的要求。

跨临界CO₂热泵系统因适用于低温环境以及结构紧凑的优势,开始受到越来越多的关注。Mansour等人^[5]采用热力学模型对集成涡流管的跨临界CO₂热泵循环进行研究,发现系统制热COP相较于传统热泵最高可提升43.7%。董丽玮等人^[6]对主循环或辅循环带引射器的跨临界CO₂机械过冷热泵系统进行了性能分析,与常规系统相比,COP最大分别提升约26.66%和21.18%;与CO₂机械过冷系统相比,COP最大分别提升约9.53%和2.62%。Llopis

等人^[7]对具有机械过冷的跨临界CO₂制冷装置的研究指出:蒸发温度为-10 °C时,系统COP最大可提升30.3%。Peng等人^[8]通过实验对跨临界CO₂单级循环和中间补气循环加热性能进行比较,相同条件下,中间补气循环热容量比单级循环高7%,COP比单级循环高4.4%。Yang等人^[9]对寒冷地区跨临界CO₂空气源热泵热水系统进行数值分析和实验验证,当环境温度从0 °C降至-15 °C时,供热量、COP和火用效率分别下降了14.47%,12.78%和20.83%。Song等人^[10]对采用毛细管作为膨胀装置的跨临界CO₂热泵进行实验研究,当室外温度由30 °C升高至40 °C时,系统制冷量和COP分别降低了22%和24%。

在跨临界CO₂热泵系统中,气体冷却器回水温度的影响不容忽视。Wang等人^[11]提出了一种集成热能储存装置的CO₂空气源热泵系统,该系统与基准系统相比COP提升了14.1%。Tao等人^[12]对带有内部热交换器的跨临界CO₂住宅空调系统进行了实验研究,气体冷却器侧空气进口温度从32.5 °C升高到37 °C时,系统COP降低了约20%。罗会龙等人^[13]对大功率CO₂热泵热水系统的实验研究表明,提高CO₂气体冷却器进口水温,系统制热量和COP均小幅下降。Cui等人^[14]对跨临界CO₂热泵热水器进行了实验研究,空气温度为0 °C,进水温度为40和45 °C时该系统COP分别最高可达2.4和2.1。Wang等人^[15]将散热器末端和地板辐射盘管与跨临

界 CO₂空气源热泵进行了组合,以沈阳为例,该系统进口水温为 36 °C 时,系统平均 COP 为 2.29。Dai 等人^[16]对集成机械过冷的跨临界 CO₂热泵住宅供暖系统进行了评估,在环境温度为 -10 °C,供回水温度为 45 和 40 °C 时,与常规系统相比,COP 提高了 24.4%。Song 等人^[17]提出了一种耦合 R134a 过冷装置的跨临界 CO₂热泵系统,在环境温度为 7 °C,供/回水温度为 70/50 °C 时,该系统 COP 可达 2.3。王钦戎等人^[18]在较高进水温度和较高环境温度下对 CO₂空气源热泵热水系统进行了实验研究,在环境温度为 35 °C 时,进水温度由 15 °C 升高到 35 °C,最大 COP 由 5.1 降低至 3.0。Zendehboudi^[19]对于供暖和制取热水的三段式气体冷却器热泵进行研究,当进水温度由 10 °C 升高到 20 °C 时,最大 COP 降低了约 21%。

环境温度和热用户实际用热情况会影响供热回水温度,进而显著影响跨临界 CO₂热泵系统性能。同时,回热器作为一种能够进一步降低气体冷却器出口工质温度的装置,在提高热泵系统性能方面发挥了重要作用。在此背景下,为进一步探究常规热泵系统的最大供热回水温度以及回热器在不同供热回水温度下对系统性能的提升情况,本文建立了跨临界 CO₂热泵系统理论分析模型,采用数值仿真方法研究常规跨临界 CO₂热泵系统和带回热器的跨临界 CO₂热泵系统在不同供热回水温度下供热温度和制热性能系数 COP_h等性能参数的变化规律。

1 跨临界 CO₂热泵系统模型构建

1.1 系统模型

图 1 为跨临界 CO₂热泵系统,图 2 为跨临界 CO₂热泵系统温熵图,图中循环为本文中考察的工况,蒸发温度为 5 °C,压缩机排气压力为 12 MPa,回水温度为 25 °C,压缩机等熵效率为 75%。跨临界 CO₂热泵系统主要由蒸发器、压缩机、气体冷却器、节流阀和回热器构成。对于常规跨临界 CO₂热泵系统,进入蒸发器的气液两相流 CO₂在蒸发器内吸热蒸发,在蒸发器出口出到饱和的状态点 1;饱和的 CO₂气体经压缩机压缩为高温高压的超临界 CO₂,对应状态点 2,其中 2_{isen}为压缩机等熵压缩后对应的压缩机出口工质状态点;高温高压的超临界 CO₂在

气体冷却器内与换热流体进行换热,被等压降温至状态点 3;状态点 3 对应 CO₂工质经节流阀变为气液两相流 CO₂,到达状态点 4,随后气液两相流 CO₂进入蒸发器,完成循环。整个循环过程为 1-2-3-4-1。对于带回热器的跨临界 CO₂热泵系统,整体循环过程有所不同,从蒸发器出来的饱和 CO₂需先经回热器被加热至状态点 1',然后进入压缩机压缩至状态点 2',其中 2'_{isen}为压缩机等熵压缩后对应的压缩机出口工质状态点;同时,从气体冷却器出来的 CO₂工质先经回热器被冷却至状态点 3',然后进入节流阀节流至状态点 4'。整个循环过程为 1'-1'-2'-3'-3'-4'-1。

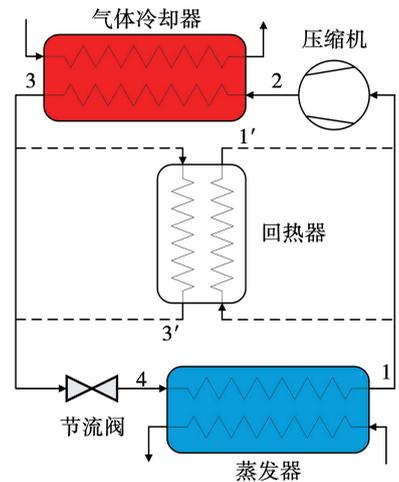


图 1 跨临界 CO₂热泵系统

Fig. 1 Diagram of transcritical CO₂ heat pump system

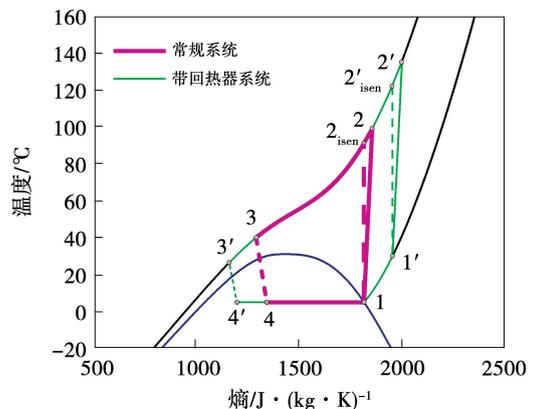


图 2 跨临界 CO₂热泵系统温熵图

Fig. 2 Diagram of temperature vs. entropy of transcritical CO₂ heat pump system

为简化系统的理论模型,对该系统进行如下假设:

(1)工质在系统中流动及发生状态变化时与外界环境无热量交换;

(2)工质在气体冷却器、蒸发器、回热器及管路中无流动损失;

(3)工质在蒸发器出口达到饱和气体状态。

计算前提条件:供热回水温度范围为 15 ~ 45 °C, 压力为 0.1 MPa;蒸发温度为 5 °C;压缩机等熵效率为 75%;气体冷却器内工质与供热回水温度之间换热窄点温差为 10 °C;热泵系统中 CO₂工质的质量流量为 1 kg/s;回热器内换热窄点温差为 10 °C;为保证换热顺利进行,设定气体冷却器出口工质温度比供热回水温度高 15 °C。

1.2 数值计算

当系统内各状态点在该点有两个已知参数时,该状态点剩余全部参数可通过 REFPRO9.0 软件查询进行确定。

3-4 或 3'-4'为节流过程,则有:

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

对于带回热器的跨临界 CO₂热泵系统式(1)变为:

$$h_{3'} = h_{4'} \quad (2)$$

式中: h_3 —气体冷却器出口工质比焓, kJ/kg; h_4 —节流阀出口工质比焓, kJ/kg; $h_{3'}$ —回热器高压侧出口工质比焓, kJ/kg; $h_{4'}$ —带回热器系统节流阀出口工质比焓, kJ/kg。

压缩机以等熵效率 75% 进行压缩,压缩机实际出口比焓可由式(3)求得:

$$h_2 = \frac{h_{2', \text{isen}} - h_1}{\eta_{\text{isen}}} + h_1 \quad (3)$$

对于带回热器的跨临界 CO₂热泵系统式(3)变为:

$$h_{2'} = \frac{h_{2', \text{isen}} - h_{1'}}{\eta_{\text{isen}}} + h_{1'} \quad (4)$$

式中: η_{isen} —压缩机等熵效率; h_1 —蒸发器出口工质比焓 kJ/kg; $h_{1'}$ —回热器低压侧出口工质比焓, kJ/kg; h_2 —常规系统压缩机实际出口工质比焓, kJ/kg; $h_{2'}$ —带回热器系统压缩机实际出口工质比焓, kJ/kg; $h_{2', \text{isen}}$ —常规系统压缩机进行等熵压缩时压缩

机出口工质比焓, kJ/kg; $h_{2', \text{isen}}$ —带回热器系统压缩机进行等熵压缩时压缩机出口工质比焓, kJ/kg。

对于带回热器的跨临界 CO₂热泵系统中的回热器,高压侧与低压侧换热量相同,则有:

$$Q_H = Q_L \quad (5)$$

$$Q_H = m_{\text{CO}_2}(h_3 - h_{3'}) \quad (6)$$

$$Q_L = m_{\text{CO}_2}(h_{1'} - h_1) \quad (7)$$

式中: Q_H —回热器高压侧换热量, kW; Q_L —回热器低压侧换热量, kW; m_{CO_2} —CO₂质量流量, kg/s。

常规热泵系统的制热量、压缩机耗功和制热性能系数可由式(8)~式(10)进行计算:

$$Q_{\text{heat}} = m_{\text{CO}_2}(h_2 - h_3) \quad (8)$$

$$W = m_{\text{CO}_2}(h_2 - h_1) \quad (9)$$

$$\text{COP}_h = Q_h/W \quad (10)$$

带回热器热泵系统的制热量、压缩机耗功和制热性能系数可由式(11)~式(13)进行计算:

$$Q'_{\text{heat}} = m_{\text{CO}_2}(h_{2'} - h_{3'}) \quad (11)$$

$$W' = m_{\text{CO}_2}(h_{2'} - h_{1'}) \quad (12)$$

$$\text{COP}'_h = Q'_h/W' \quad (13)$$

式中: Q_{heat} —制热量, kW; Q'_{heat} —带回热器系统制热量, kW; W —常规系统压缩机耗功量, kW; W' —带回热器系统压缩机耗功量, kW; COP_h —常规系统制热性能系数; COP'_h —带回热器系统制热性能系数。

气体冷却器换热量可由式(14)计算:

$$Q_{\text{gascooler}} = Q_{\text{heat}} Q'_{\text{heat}} = c_p m_{\text{H}_2\text{O}}(t_{\text{out}} - t_{\text{in}}) \quad (14)$$

式中: $Q_{\text{gascooler}}$ —气体冷却器换热量, kW; c_p —H₂O 的比定压热容, kJ/(kg · K); $m_{\text{H}_2\text{O}}$ —H₂O 质量流量, kg/s; t_{out} —冷却水出口温度,即供热温度, °C; t_{in} —冷却水进口温度,即供热回水温度, °C。

1.3 模型验证

图 3(a)为在气体冷却器出口温度为 35 °C、排气压力为 9.5 MPa,过热度为 5 °C 时,常规热泵系统制热 COP 随蒸发温度的变化,将该模拟结果与文献[20]对应结果进行比较;图 3(b)为在气体冷却器出口温度为 35 °C、排气压力为 8 MPa、过热度为 5 °C 时,带回热器的热泵系统制热 COP 随蒸发温度的变化,将该模拟结果与文献[21]对应结果进行了比较。上述对比结果表明本文所建立模型具备较高的准确性。

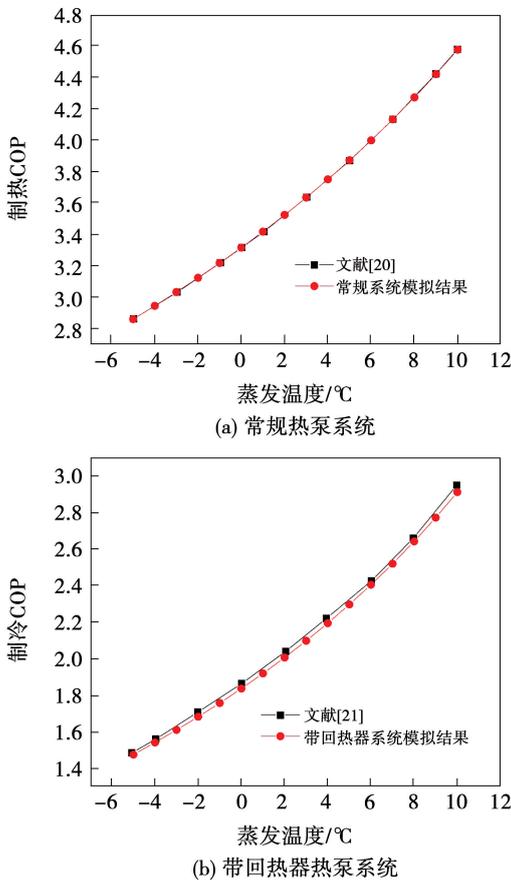


图3 不同蒸发温度下热泵系统模拟结果与文献结果制热/制冷 COP 对比

Fig.3 Heating/cooling COP comparison diagram between simulation result and literature result at different evaporation temperatures

2 结果及分析

2.1 供热回水温度对供热温度的影响

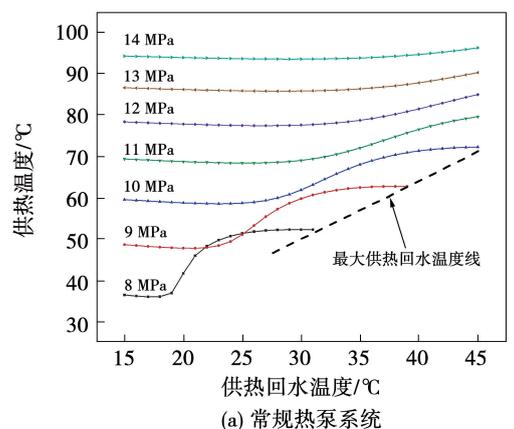
图4为常规热泵系统和带回热器的热泵系统在不同压缩机排气压力下,供热温度随供热回水温度的变化。图4(a)中虚线为最大供热回水温度线,表示不同压缩机排气压力下,最大供热回水温度(此时对应节流阀出口工质状态点干度为1)对应的供热温度。

从图4可以看出,在常规热泵系统中,当压缩机排气压力保持不变时,随着供热回水温度的升高,系统供热温度在某一供热回水温度范围内(压缩机排气压力为8 MPa时供热回水温度约为20 °C)迅速跃升而后基本维持不变;在带回热器的热泵系统中,当压缩机排气压力不变时,随着供热回水温度的升

高,系统供热温度在某一供热回水温度范围内先迅速跃升而后持续上升。分析得知,对于常规系统,压缩机排气压力不变时,对应压缩机排气温度也不变,即气体冷却器进口工质温度保持恒定。在近临界区定压状态下,较小的温度波动会导致CO₂物性发生较大的变化,如工质的焓值和熵值。从温熵图可以看出,在较低的压缩机排气压力下,随着熵值的增大,CO₂温度变化呈现出先迅速升高而后缓慢上升之后迅速升高的趋势。随着供热回水温度升高,设定换热窄点温差不变,供热回水温度与气体冷却器出口工质温度之间的温差固定,但温熵图中两流体的换热窄点位置由开始基本不变转变为逐渐右移,进而导致供热温度在该工况附近迅速上升;随着供热回水温度的进一步升高,两换热流体换热温差趋于均衡,从而后续供热温度基本保持不变。此外,随着压缩机排气压力的升高,温熵图中CO₂等压线逐渐趋近于直线,供热温度的上升幅度也随之减小。对于带回热器的热泵系统,随着供热回水温度的升高,供热温度变化原因与常规系统类似,但在回热器的作用下,压缩机进口温度逐渐升高,导致气体冷却器进口工质温度逐渐升高,因此供热温度经跃升后仍呈现逐渐上升的趋势。

在常规热泵系统中较低的压缩机排气压力下,当供热回水温度升高到一定程度时,系统内工质经节流后直接转变为气体,蒸发器侧未吸收热量,该工况下热泵丧失了基本功能,故所对应数据未在图中呈现。

经对比可知,带回热器的热泵系统供热温度整体高于常规热泵系统。这是因为回热器利用气体冷却器出口工质温度提升了压缩机进口温度,进而提升了压缩机出口温度,供热温度随之升高。



(a) 常规热泵系统

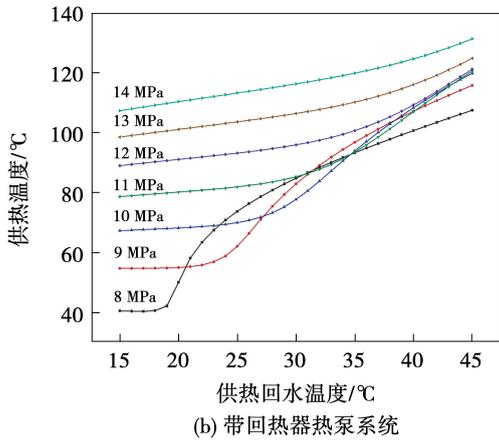
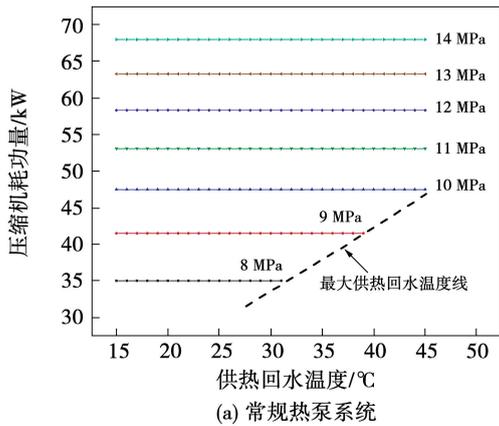


图 4 不同压缩机排气压力下供热温度随供热回水温度的变化

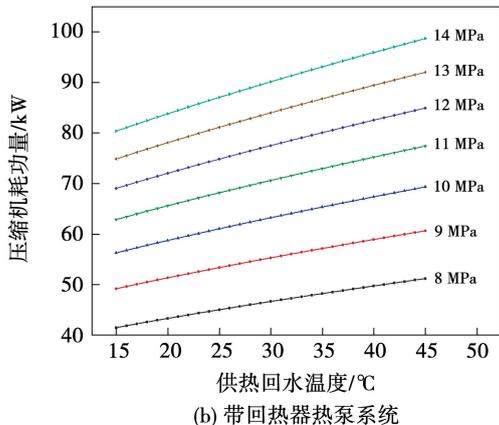
Fig. 4 Diagram of heating temperature changing with heating return water temperature

2.2 供热回水温度对压缩机耗功量的影响

图 5 为常规热泵系统和带回热器的热泵系统在不同压缩机排气压力下,压缩机耗功量随供热回水温度的变化。



(a) 常规热泵系统



(b) 带回热器热泵系统

图 5 不同压缩机排气压力下压缩机耗功量随供热回水温度的变化

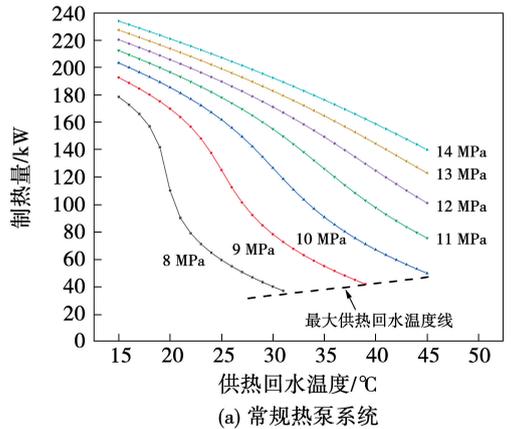
Fig. 5 Diagram of compressor power consumption changing with heating return water temperature

图 5(a)中虚线为最大供热回水温度线,表示常规系统中不同压缩机排气压力下,最大供热回水温度对应的压缩机耗功量。

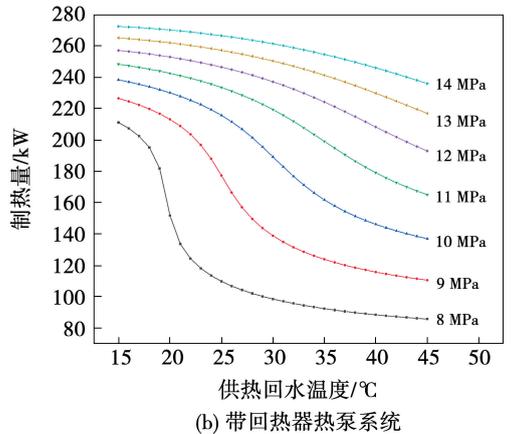
从图 5 可以看出,压缩机排气压力不变时,随着供热回水温度的升高,常规热泵系统压缩机耗功量保持不变,带回热器的压缩机耗功量逐渐上升。这是因为对于带回热器的热泵系统,供热回水温度的升高提升了压缩机进口工质温度,工质密度随之下降,比体积升高,达到相同的压缩机排气压力所需的功增加,导致压缩机耗功量增加。

2.3 供热回水温度对制热量的影响

图 6 为常规热泵系统和带回热器的热泵系统在不同压缩机排气压力下,制热量随供热回水温度的变化。图 6(a)中虚线为最大供热回水温度线,表示常规系统中不同压缩机排气压力下,最大供热回水温度对应的系统制热量。



(a) 常规热泵系统



(b) 带回热器热泵系统

图 6 不同压缩机排气压力下制热量随供热回水温度的变化

Fig. 6 Diagram of heating capacity changing with heating return water temperature

从图 6 可以看出,在压缩机排气压力不变时,随着供热回水温度的升高,两种系统制热量均呈下降趋势;当压缩机排气压力较低时,在某一供热回水温度范围内(压缩机排气压力为 8 MPa 时供热回水温度约为 20 ℃)制热量迅速下降。分析可知,随着供热回水温度的升高,气体冷却器出口工质温度也随之升高,对应焓值也升高。在常规热泵系统中,由于气体冷却器进口工质焓值保持不变,而出口工质焓值升高,气体冷却器内工质进出口焓差减小,导致系统制热量下降;对于带回热器的热泵系统,供热回水温度的升高也会使气体冷却器进口工质焓值升高,但升高幅度小于出口工质焓值的升高幅度,因此制热量仍呈下降趋势,但下降幅度有所降低。此外,在近临界区定压状态下,较小的温度波动导致 CO₂ 焓值和熵值发生较大的变化。在较低的压缩机排气压力下,在某一供热回水温度范围内,供热回水温度的升高使得气体冷却器出口工质焓值迅速升高,导致制热量迅速下降。当压缩机排气压力逐渐升高,定压状态下,随着温度的变化 CO₂ 焓值和熵值的变化趋于稳定,制热量的下降幅度也逐渐趋于稳定。

经对比可知,带回热器的热泵系统制热量整体高于常规热泵系统。这是因为在相同条件下,回热器提升了压缩机进口温度,气体冷却器进口焓值升高,进出口焓差增大,制热量增大。

2.4 供热回水温度对 COP_h 的影响

图 7 为常规热泵系统和带回热器的热泵系统在不同压缩机排气压力下, COP_h 随供热回水温度的变化。图 7(a) 中虚线为最大供热回水温度线,表示常规系统中不同压缩机排气压力下,最大供热回水温度对应的系统 COP_h,虚线所对应 COP_h 约为 1。

从图 7 可以看出,两系统 COP_h 变化趋势基本相同,均随着供热回水温度的升高而降低,且当压缩机排气压力较低时,在某一供热回水温度范围内有较大的降低幅度。分析可知, COP_h 主要受制热量和压缩机耗功量的影响,对于常规热泵系统,当压缩机排气压力不变时,压缩机耗功量不变,制热量的变化引起了 COP_h 的变化;对于带回热器的热泵系统,当压缩机排气压力不变时,供热回水温度的升高使得压缩机耗功量增加,但提升幅度小于制热量的降低幅度,导致 COP_h 仍呈下降趋势,且变化趋势与制热量变化趋势基本相同。

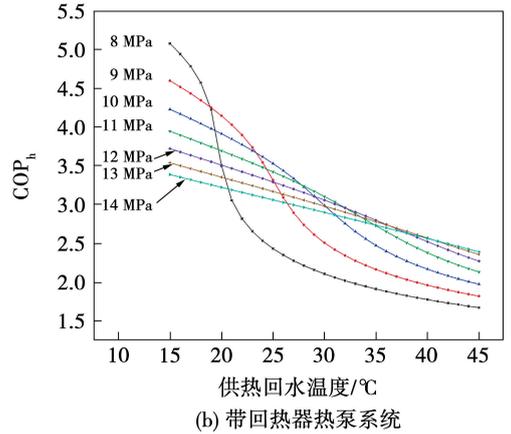
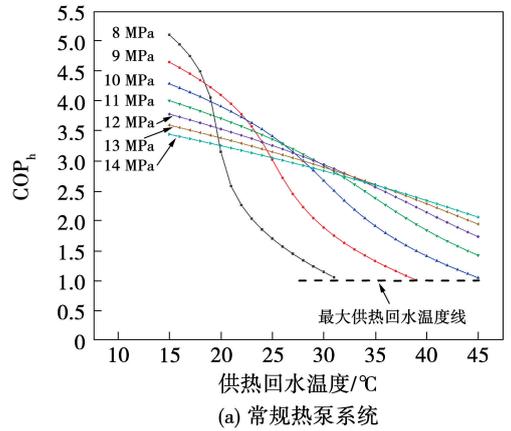


图 7 不同压缩机排气压力下 COP_h 随供热回水温度的变化
Fig. 7 Diagram of COP_h changing with heating return water temperature

图 8 为不同压缩机排气压力下,相比于常规热泵系统带回热器热泵系统 COP_h 提升百分比示意图。

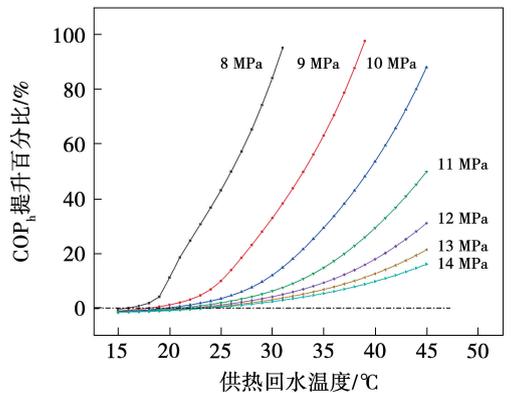


图 8 不同压缩机排气压力下带回热器热泵系统 COP_h 提升百分比示意图
Fig. 8 Diagram of COP_h increase percentage

从图 8 可以看出,在较低的供热回水温度下,带回热器热泵系统 COP_h 与常规热泵系统 COP_h 相比略

有降低;随着供热回水温度的升高, COP_h 提升百分比也随之升高,且在较低的压缩机排气压力下,提升幅度更为明显。分析可知,相同条件下,带回热器的热泵系统能够在常规热泵系统基础上进一步提升系统制热量,压缩机耗功量也有一定提升。当供热回水温度较低时,制热量的提升幅度略小于压缩机耗功量的提升幅度,故此时带回热器热泵系统 COP_h 略有降低;随着供热回水温度的升高,制热量的提升幅度大于压缩机耗功量的提升幅度, COP_h 提升百分比也随之升高。随着压缩机排气压力的降低,压缩机耗功量的提升幅度降低,制热量的提升幅度上升,故在较低的压缩机排气压力下 COP_h 有较大的提升。

综合分析可知,对于两系统,在供热回水温度较低时,较低的压缩机排气压力可以使系统具有更高的 COP_h。然而,随着供热回水温度的升高,压缩机排气压力应适当升高,以减缓 COP_h 的下降趋势,在一定程度上也可以提升系统供热温度。对于带回热器的热泵系统,在压缩机排气压力为 9 MPa, 供热回水温度为 39 °C 时, COP_h 可达 1.99, COP_h 提升幅度达到最大,为 97.3%。此时常规系统蒸发器侧未进行换热,已失去作为热泵的基本功能,同时,在较低的供热回水温度下, COP_h 略有下降,实际应用中,较低的供热回水温度下无需采用回热器。此外,在较高的供热回水温度下,回热器保证了较低压缩机排气压力下蒸发器侧换热的正常进行,表明该系统在应对高温工况时具备更好的适应性。

图 9 为常规热泵系统中最大供热回水温度随压缩机排气压力的变化。

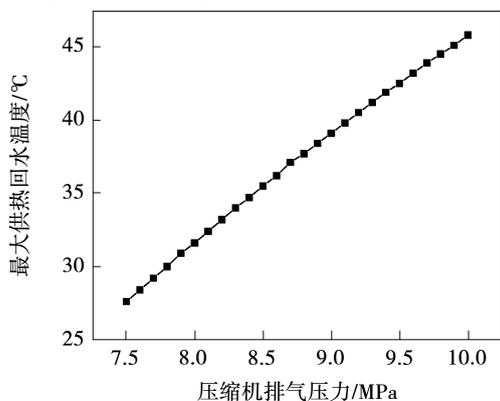


图 9 常规热泵系统中最大供热回水温度随压缩机排气压力的变化

Fig. 9 Diagram of maximum heating return water temperature changing with compressor exhaust pressure

从图 9 可以看出,随着压缩机排气压力的升高,最大供热回水温度呈线性上升趋势。这是因为达到最大供热回水温度时,对应的节流阀出口工质状态点即为压缩机进口工质饱和状态点,蒸发器侧未进行换热,同时节流阀进出口工质状态点焓值相等,随着压缩机排气压力的升高,工质在达到相同焓值时对应温度升高,进而导致最大供热回水温度升高。在达到最大供热回水温度时,因蒸发器侧未进行换热,热泵丧失了基本功能,故在实际应用中,应尽量避免接近或超越图中曲线所对应的工况。

3 结论

(1) 随着供热回水温度的升高,在某一温度范围内(压缩机排气压力为 8 MPa 时供热回水温度约为 20 °C 左右),两种跨临界 CO₂ 热泵系统供热温度均迅速跃升,压缩机排气压力越低越明显。随着供热回水温度的升高,两种跨临界 CO₂ 热泵系统 COP_h 均逐渐降低,且当压缩机排气压力较低时, COP_h 降低幅度更明显。同时,随着供热回水温度的升高,应适当提高压缩机排气压力,以减缓 COP_h 的下降趋势。

(2) 常规热泵系统中,随着压缩机排气压力的升高,最大供热回水温度呈线性上升趋势。实际应用中,应尽量避免接近或超越最大供热回水温度所对应的工况。

(3) 与常规热泵系统相比,带回热器的热泵系统在一定程度上提升了系统供热温度和 COP_h, 压缩机排气压力越低, COP_h 提升幅度越明显, COP_h 提升幅度最大可达 97.3%。同时带回热器的热泵系统在一定程度上避免了高供热回水温度下蒸发器侧无蒸发现象,具备更好的高温工况适应性。

参考文献:

- [1] YOKOYAMA R, WAKUI T, KAMAKARI J, et al. Performance analysis of a CO₂ heat pump water heating system under a daily change in a standardized demand [J]. Energy, 2010, 35: 718 - 728.
- [2] BAEK C, HEO J, JUNG J, et al. Optimal control of the gas-cooler pressure of a CO₂ heat pump using EEV opening and outdoor fan speed in the cooling mode [J]. International Journal of Refrigeration, 2013, 36(4): 1276 - 1284.
- [3] RONY R, YANG Huojun, KRISHNAN S, et al. Recent advances in

- transcritical CO₂ (R744) heat pump system; A review [J]. *Energies*, 2019, 12(3): 457.
- [4] KIM M H, PETERSEN J, BULLARD C W. Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems [J]. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2004, 30(2): 119 - 174.
- [5] MANSOUR A, OBERTI R, NESREDDINE H, et al. Thermodynamic analysis of a transcritical CO₂ heat pump integrating a vortex tube [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2023, 224: 120076.
- [6] 董丽玮, 李敏霞, 姚良, 等. 带引射器的跨临界 CO₂ 机械过冷热泵系统性能分析 [J]. *化工进展*, 2021, 40(10): 5431 - 5440.
- DONG Liwei, LI Minxia, YAO Liang, et al. Analysis of performance of CO₂ transcritical heat pump system with mechanical subcooling and ejector [J]. *Chemical Industry and Engineering Progress*. 2021, 40(10): 5431 - 5440.
- [7] LLOPIS R, NEBOT-ANDRÉS L, CABELLO R, et al. Experimental evaluation of a CO₂ transcritical refrigeration plant with dedicated mechanical subcooling [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2016, 69: 361 - 368.
- [8] PENG Xu, XIE Jintao, LIU Xinxin, et al. Experimental investigation and comparison on heating performance characteristics of two transcritical CO₂ heat pump systems [J]. *Energy and Buildings*, 2021, 250: 111296.
- [9] YANG Yushen, PENG Xu, WANG Guanghui, et al. Energetic and exergetic analysis of a transcritical CO₂ air-source heat pump water heating system in the cold region [J]. *Energy and Buildings*, 2023, 298: 113558.
- [10] SONG Yulong, WANG Jing, CAO Feng, et al. Experimental investigation on a capillary tube based transcritical CO₂ heat pump system [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 112: 184 - 189.
- [11] WANG Zhihua, ZHANG Yujia, WANG Fenghao, et al. Research on the characteristics of CO₂ heat pump integrated with thermal energy storage for space heating [J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2021, 35(5): 2259 - 2270.
- [12] TAO Yubing, HE Yaling, TAO Wenquan, et al. Experimental study on the performance of CO₂ residential air-conditioning system with an internal heat exchanger [J]. *Energy Conversion and Management*, 2010, 51(1): 64 - 70.
- [13] 罗会龙, 林辩启, 杜培俭, 等. 大功率二氧化碳热泵热水系统运行性能 [J]. *化工学报*, 2015, 66(6): 2274 - 2279.
- LUO Huilong, LIN Bianqi, DU Peijian, et al. Investigation of operational performance of high power CO₂ heat pump hot water system [J]. *CIESC Journal*, 2015, 66: 2274 - 2279.
- [14] CUI Ce, ZONG Shuo, SONG Yulong, et al. Experimental investigation of the extreme seeking control on a transcritical CO₂ heat pump water heater [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2022, 133: 111 - 122.
- [15] WANG Zhihua, LI Guichen, WANG Fenghao, et al. Performance investigation of a transcritical CO₂ heat pump combined with the terminal of radiator and floor radiant coil for space heating in different climates, China [J]. *Journal of Building Engineering*, 2021, 44: 102927.
- [16] DAI Baomin, QI Haifeng, LIU Shengchun, et al. Evaluation of transcritical CO₂ heat pump system integrated with mechanical subcooling by utilizing energy, exergy and economic methodologies for residential heating [J]. *Energy Conversion and Management*, 2019, 192: 202 - 220.
- [17] SONG Yulong, CAO Feng. The evaluation of the optimal medium temperature in a space heating used transcritical air-source CO₂ heat pump with an R134a subcooling device [J]. *Energy Conversion and Management*, 2018, 166: 409 - 423.
- [18] 王钦戎, 罗会龙, 杜培俭, 等. 高进水温度下 CO₂ 空气源热泵热水系统变频运行性能 [J]. *太阳能学报*, 2020, 41(8): 1 - 6.
- WANG Qinrong, LUO Huilong, DU Peijian, et al. Variable-frequency operation performance of air source carbon dioxide heat pump water heater under high inlet water temperature [J]. *Acta Energetica Solaris Sinica*, 2020, 41(8): 1 - 6.
- [19] ZENDEHBOUDI A. Optimal discharge pressure and performance characteristics of a transcritical CO₂ heat pump system with a tri-partite gas cooler for combined space and water heating [J]. *Renewable Energy*, 2024, 226: 120359.
- [20] 朱治江. 跨临界 CO₂ 热泵系统的性能研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2011.
- ZHU Zhijiang. Performance study on transcritical CO₂ heat pump system [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2011.
- [21] LIAO S M, ZHAO T S, JAKOBSEN A. A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2000, 20: 831 - 841.

(王治红 编辑)