文章编号:0253-4339(2020) 01-0032-08
doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2020.01.032

混合工质回热式大温跨供热热泵循环的理论分析

秦晓宇[1,2] 郭 浩[1] 公茂琼[1,2] 孙守军[1,2]

(1 中国科学院理化技术研究所 中国科学院低温工程学重点实验室 北京 100190; 2 中国科学院大学 北京 100039)

摘 要 物料干燥、印刷、印染纺织、电镀等领域普遍需要 65~100 ℃的热源供应,常规热泵技术难以实现。本文充分利用非共沸混合工质相变过程中的大温度滑移,实现与水侧更好的热当量匹配,提出一种混合工质回热式大温跨热泵循环,建立了热力学模型,分析了运行压力、混合工质组分、环境温度、出水温度等关键参数对系统性能的影响,基于遗传算法优化了系统吸排气压力和工质配比,结果表明:混合工质回热式热泵可在常规空调压缩机的正常工况内运行,在环境温度为 25 ℃、入水温度为 15 ℃、出水温度为 90 ℃时,系统理论 COP 最高可达 5.5,与同工况下 CO_2 跨临界热泵性能相当。

关键词 热泵;混合工质;回热循环;大温跨;遗传算法

中图分类号:TQ051.5;TB61$^+$1;TU831 **文献标识码**: A

Theoretical Analysis of Mixture Recuperative Heat Pump with High Temperature Span

Qin Xiaoyu[1,2] Guo Hao[1] Gong Maoqiong[1,2] Sun Shoujun[1,2]

(1. CAS Key Laboratory of Cryogenics, Technical Institute of Physics and Chemistry, Chinese Academy of Sciences, Beijing, 100190, China; 2.University of Chinese Academy of Sciences, Beijing, 100039, China)

Abstract It is difficult for a conventional heat pump to achieve a 65-100 ℃ heat supply in fields of material drying, printing, textile dyeing, electroplating, etc. In this study, a novel high-temperature heat pump based on a subcritical zeotropic mixture recuperative cycle was proposed for a hot water supply with a large temperature span. The zeotropic mixture feature of a large temperature glide at the isobaric process in the subcritical region and the recuperative concept were utilized to achieve a good thermal match between the working fluid and water sides with a large water temperature span. The influences of the key parameters such as the operating pressures, mixture composition, ambient temperature, and water temperature on system performance were analyzed. Based on a genetic algorithm, the discharge and suction pressures and mixture compositions of the system were optimized. The results indicated that the mixture recuperative heat pump exhibited an excellent performance under conventional operation conditions in traditional refrigeration and heat pump fields. When the ambient temperature was 25 ℃, the inlet water temperature was 15 ℃ and the outlet water temperature is 90 ℃. The coefficient of performance (COP) of the system reached 5.5, which is comparable to the performance of a CO_2 transcritical heat pump under the same working conditions.

Keywords heat pump; mixture; recuperative cycle; high temperature span; genetic algorithm

热泵是以消耗一部分高质能(机械能、电能等)或高温位能为代价,通过热力循环,把热能由低温物体转移至高温物体的能量利用系统,具有高效节能、环保、经济、安全等显著优点[1]。目前,可实现出水温度在 50~65 ℃的常规热泵技术已十分成熟,并已广泛应用于供热领域[2]。但对于物料干燥、印刷、印染纺织、电镀等需要中高温热水(65~100 ℃)的场合,普通单级蒸气压缩循环的热泵系统不能实现在如此大的进出水温跨下的高效供热[3]。

为了实现更大的供热温跨,可应用多级压缩循环。随蒸发温度的降低,多级压缩循环系统的 COP 下降速度远小于单级压缩系统,即使在-20 ℃工况下,多级压缩系统也可以保持较低的级间压缩比[4]。但对于多级压缩循环,同一工质在不同工作温度区间的特性不同,只有在合适的工作温度区间才能表现出良好的性能,目前暂未发现一种工质可以同时达到高温和低温时的性能要求。复叠式循环可以很大程度扩展系统的工作温跨,很多学者将该项技术应用于热泵领域[5-8]。H. HIROML 等[9]提出了两级复叠压缩式热泵热水系统,对于 65 ℃的供水温度,系统 COP =

收稿日期:2019-03-04;修回日期:2019-04-24

3.73。但高、低温级换热量的匹配问题、系统运行的可靠性和复杂性制约了复叠压缩式热泵技术的广泛应用。

CO_2 跨临界热泵循环在大温跨热泵供热时具有很大的优势[10-13]，循环温熵图如图 1 所示。由于 CO_2 跨临界循环的放热过程在超临界区域，定压放热时具有较大温度滑移，可与变温热源相匹配，减少了高压侧不可逆损失，可实现大温跨的供热需求。但 CO_2 跨临界热泵循环运行压力过高，超过其临界压力 7.34 MPa，需要发展专用的压缩机等设备，增加了设备投资成本[14]。

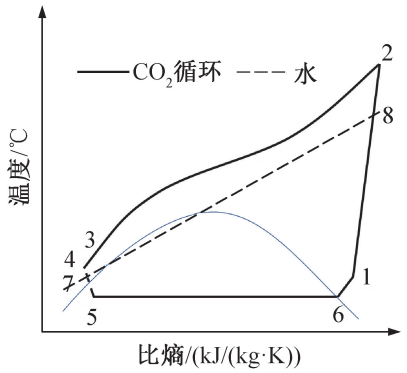


图 1 CO_2 跨临界热泵循环 *T-s* 图

Fig.1 *T-s* diagram of the CO_2 heat pump system

现有复叠式循环、多级蒸气压缩循环、CO_2 跨临界循环等技术虽可实现大温跨供热，但存在系统结构复杂、控制难度大、系统运行压力过高、成本高等问题。因此，本文提出一种可实现大温跨供热的混合工质回热式热泵循环，利用遗传算法对该热泵系统进行优化，并对系统在不同运行参数及进出水温跨的条件下进行模拟分析，得到系统主要运行参数对系统性能的影响，并与同工况下 CO_2 热泵循环性能进行对比。

1 理论建模

1.1 系统流程

混合工质回热式热泵系统及循环 *T-s* 图如图 2 所示。系统基本组成为压缩机、后冷却器、回热换热器、节流装置及蒸发器。

处于状态点 1 的过热工质经压缩过程变为高温高压的状态点 2，然后向已具有一定温升的水释放热量降温至状态点 3；处于状态点 3 的工质进入回热换热器中进一步向进入系统的水及状态点 6 的工质释放热量达到状态点 4；状态点 4 经节流过程达状态点 5，状态点 5 的工质从环境空气中吸收热量升温至状态点 6，在回热换热器中进一步吸热升温，回到状态点 1，至此完成制冷剂工质的循环过程。入口状态为状态点 7 的水首先经过回热换热器，与工质换热并被预热至状态点 8，然后进入后冷却器，与处于高温高压状态的工质充分换热，达到状态点 9 的预定温度后流出系统。

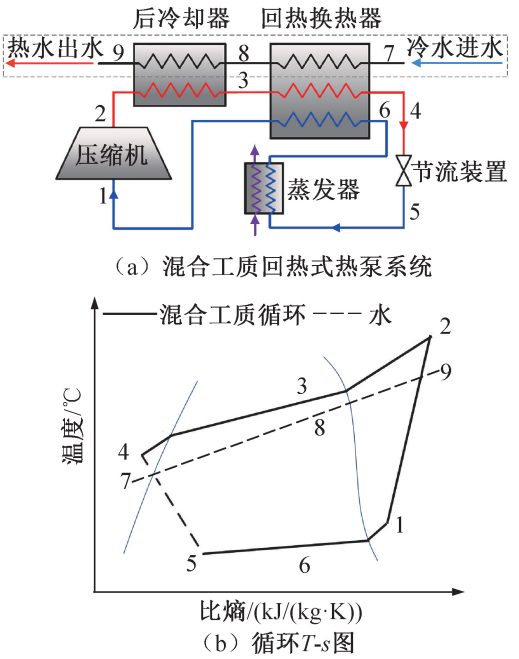


图 2 混合工质回热式热泵系统及其循环 *T-s* 图

Fig.2 Mixture recuperative heat pump system and the *T-s* diagram of the cycle

与纯工质相比，混合工质在冷凝相变放热的过程中会发生较大的温度滑移[15]，这种温度滑移可与所需的变温热源进行匹配（如图 2(b)所示），并减小换热器内的换热温差，降低换热器内部不可逆损失。

本文选取丙烯/正己烷组成二元混合工质作为研究对象，基本物性参数如表 1 所示[16]。

表 1 丙烯及正己烷的基本物性参数表[16]

Tab.1 Basic thermophysical properties of propylene and n-hexane

工质	T_c/℃	p_c/kPa	T_b/℃	GWP	ODP
丙烯	91.06	4 555	−47.62	2	0
正己烷	234.67	3 034	68.71	~20	0

1.2 热力模型

1.2.1 控制方程

针对该系统进行物理建模，根据质量守恒、组分守恒和能量守恒，得出系统中各部件的控制方程，如表 1 所示，并进行如下假设与设定：

1）假设整个系统中的工质处于稳定状态；

2)忽略系统与周围环境的漏热;

3)暂不考虑三股流回热换热器、后冷却器及蒸发器中的压降;

4)入水温度为 15 ℃,压力为 150 kPa;

5)压缩机绝热效率取 60%[17];

6)三股流回热换热器、后冷却器及蒸发器内部的最小换热温差为 2 ℃。

系统控制方程:

压缩机:

$$m_R h_1 + W_{COMP} = m_R h_2 \tag{1}$$

后冷却器:

$$m_R h_2 + m_w h_8 = m_R h_3 + m_w h_9 \tag{2}$$

$$Q_{PHX} = m_R h_2 - m_R h_3 = m_w h_9 - m_w h_8 \tag{3}$$

回热换热器:

$$m_R h_3 + m_w h_7 + m_R h_6 = m_R h_4 + m_w h_8 + m_R h_1 \tag{4}$$

$$Q_{RHX} = m_R h_3 - m_R h_4 = m_w h_8 - m_w h_7 + m_R h_1 - m_R h_6 \tag{5}$$

节流阀:

$$m_R h_4 = m_R h_5 \tag{6}$$

蒸发器:

$$Q_{EVA} = m_R h_6 - m_R h_5 \tag{7}$$

系统 COP:

$$COP = \frac{Q_{PHX} + Q_{RHX}}{W_{COMP}} \tag{8}$$

1.2.2 优化方法

本文利用 HYSYS 软件进行热泵流程分析,物性计算采用 PR 状态方程,通过 MATLAB 遗传算法工具箱(GA)调用 HYSYS 对混合工质回热式热泵循环和 CO_2 跨临界热泵系统进行求解。将系统 COP 作为热泵循环优化的目标函数。

$$\mathrm{MAX}f(X) = COP = \frac{Q_{PHX} + Q_{RHX}}{W_{COMP}} \tag{9}$$

式中:X 为包含关键参数 p_d、p_s、$n_{C_3H_6}$ 及 $n_{C_6H_{14}}$ 的矩阵。

保证流程安全可靠运行及遗传算法取得合理的优化结果,采用如下约束条件:

1)在热泵系统中,丙烯及正己烷的摩尔组分之和为 1。

$$n_{C_3H_6} + n_{C_6H_{14}} = 1 \tag{10}$$

2)三股流回热换热器、后冷却器及蒸发器内部冷热流最小换热温差应不小于 2 ℃,即 $\Delta T_{min}^{PHX} \geqslant 2$, $\Delta T_{min}^{RHX} \geqslant 2$, $\Delta T_{min}^{EVA} \geqslant 2$。

3)压缩机排气温度 $T_d \leqslant 120$ ℃。

4)压缩机排气压力 $p_d < 2\,500$ kPa。

为使优化更为直接,将上述所有不等值通过惩罚函数来应用实现,基于目标函数的惩罚函数为:

$$p(X) = f(X) + \lambda\left(\sum_{i=1}^{j} g_i(X) + g_t(X) + g_p(X)\right) \tag{11}$$

$$g_i(X) = \begin{cases} 0, & \Delta T_{min}^{i} \geqslant 2 \\ 2 - \Delta T_{min}^{i}, & \Delta T_{min}^{i} < 2 \end{cases}$$

$$i = \mathrm{PHX},\ \mathrm{RHX},\ \mathrm{EVA} \tag{12}$$

$$g_t(X) = \begin{cases} 0, & \Delta T_{min}^{i} \leqslant 120\ ℃ \\ T_d - 120, & \Delta T_{min}^{i} > 120\ ℃ \end{cases} \tag{13}$$

$$g_p(X) = \begin{cases} 0, & p_d \leqslant 2\,500\ \mathrm{kPa} \\ p_d - 2\,500, & p_d > 2\,500\ \mathrm{kPa} \end{cases} \tag{14}$$

流程优化变量及其取值范围如表 2 所示,遗传算法的调节参数如表 3 所示。

表 2 混合工质热泵系统优化变量及其范围

Tab.2 Optimization variables and ranges of mixture recuperative heat pump systems

变量	下限	上限
p_d/kPa	1 000	2 100
p_s/kPa	150	1 000
低沸点组分/(mol/mol)	0	1
高沸点组分/(mol/mol)	0	1

表 3 遗传算法调节参数

Tab.3 Typical GA Tuning Parameters

遗传算法调节参数	数值
初始种群个体数	100
进化代数	200
交叉概率	0.8
变异概率	0.035
交叉方式	单点交叉
选择方式	随机遍历

本文基于遗传算法的 HYSYS 与 MATLAB 联合优化流程图如图 3 所示。

2 结果分析

2.1 运行压力对系统 COP 的影响

选取摩尔比为 0.9/0.1 的丙烯/正己烷作为循环工质,在环境温度为 25 ℃,热水温度分别为 65、80、90 ℃,研究吸气压力(p_s)及排气压力(p_d)对系统性能的影响。

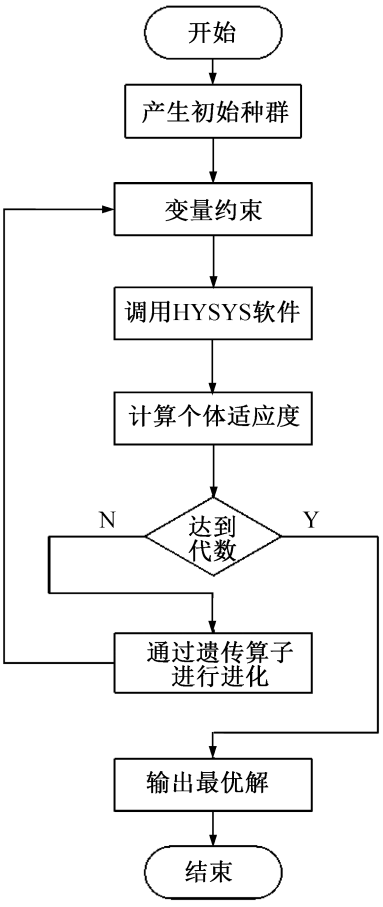
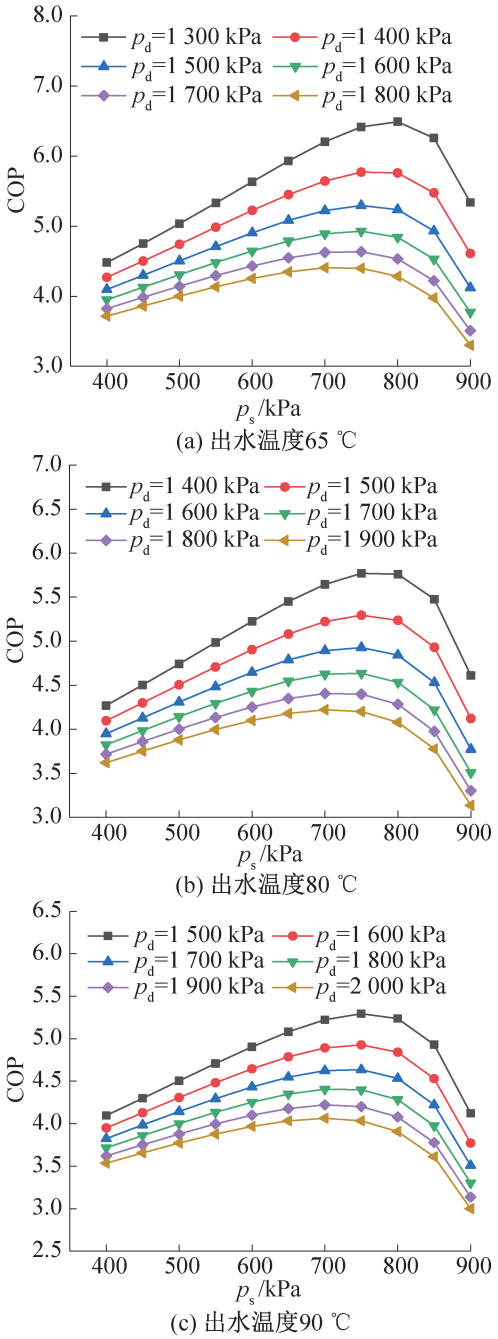


图 3 基于遗传算法的 HYSYS 与 MATLAB 联合优化流程

Fig.3 HYSYS and MATLAB optimization procedure based on genetic algorithm

图 4 所示为不同制热温度下系统 COP 随吸、排气压力的变化。由图 4 可知,在不同的热水温度条件下压力对系统 COP 的影响均呈现相同的趋势:当排气压力为固定值时,随着吸气压力的增大,热泵系统 COP 先逐渐增大至最大值然后降低,表明系统运行压力存在最优值,使系统在最优吸排气压力附近运行可实现高效供热。

此外,在不同的制取热水温度下,系统 COP 差异较大,如制取热水温度为 65 ℃时,系统 COP 最大可达 6.5 以上,此时对应的吸、排气压力分别为 800、1 300 kPa;当制取热水温度提升至 80 ℃时,系统 COP 降至约 5.8,此时对应的吸、排气压力分别为 750、1 400 kPa;当制取热水温度提升至 90 ℃时,系统最大 COP 降至 5.5 以下,此时对应的吸、排气压力分别为 750、1 500 kPa。因此,随着制取热水温度的升高,最高 COP 对应的系统吸气压力变化较小,排气压力则逐渐升高,不同的制取热水温度对应不同的最优运行压力。



(a) 出水温度65 ℃

(b) 出水温度80 ℃

(c) 出水温度90 ℃

图 4 热泵系统 COP 在不同制热温度下随吸排气压力的变化

Fig.4 Variations of the heat pump system COP with suction pressures (p_s) and discharge pressures (p_d)

2.2 混合工质组分对系统 COP 的影响

取环境温度为 25 ℃,以系统 COP 为目标,分别对制取热水温度为 65、80、90 ℃条件下、工质在不同摩尔组分下的高低压运行参数进行优化,分析混合工质中组分配比对系统循环性能的影响。

图 5 所示为系统 COP 及对应运行压力随正己烷摩尔组分的变化。由图 5(a)可知,系统 COP 在全组分范围内随正己烷的摩尔组分变化明显。当正己烷的摩尔组分小于 0.5 时,随着正己烷摩尔组分的增

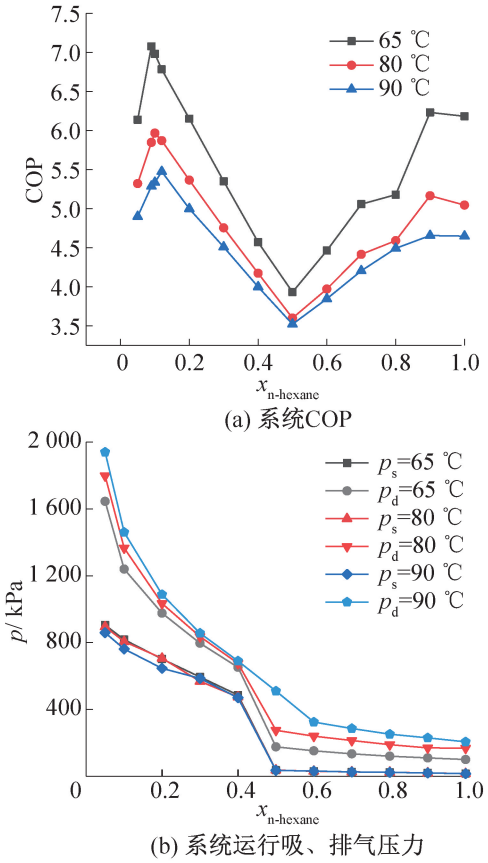


图 5 系统 COP 及对应运行压力随正己烷摩尔组分的变化

Fig.5 The system COP and corresponding operating pressure of the system vary with the mole fractions of n-hexane

加,系统 COP 逐渐升至最高值后逐渐降低;当正己烷的摩尔组分等于 0.5 时,系统 COP 达到最低值;当正己烷的摩尔组分大于 0.5 以后,随着正己烷摩尔组分的增加系统 COP 呈现上升趋势。由图 5(b)可知,随着正己烷摩尔组分的增大,系统的吸、排气压力均逐渐降低,但当正己烷的摩尔组分大于 0.5 以后,系统的吸气压力逐渐降至负压状态,这在实际情况中是不可取的。在相同的摩尔组分下,随着制取热水温度的升高,对应的系统 COP 逐渐降低,系统的吸气压力变化较小,只是稍有降低,而系统的排气压力则有较大提升。

对于该热泵系统来说,其混合工质的配比存在适用范围。对于不同的热水制取温度,对应不同的最优工质配比,且该最优配比又与不同的系统压力运行参数对应。对于丙烯/正己烷这一组热泵工质而言,其高沸点摩尔组分在 0.05~0.5 范围内时,热泵系统均可运行,当出水温度分别为 65、80、90 ℃时,系统的最优工质配比(丙烯/正己烷)分别为 0.91/0.09、0.90/0.10、0.88/0.12。

2.3 环境温度对系统最优 COP 及运行参数的影响

由 2.1 和 2.2 的结果可知,该混合工质回热式热泵系统存在最优的运行压力和组分配比对应最优的 COP。基于 1.2.2 的优化方法,可得到系统的最优 COP 和对应的最优运行参数。

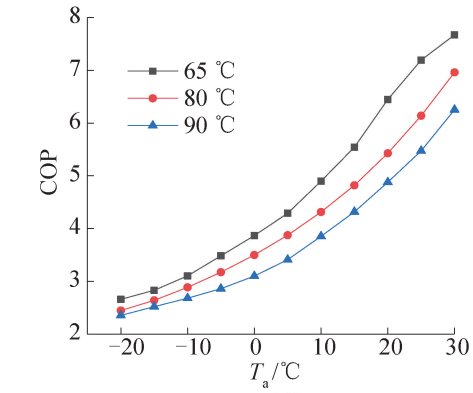
图 6 所示为环境温度为-20~30 ℃时,制取热水温度分别为 65、80、90 ℃时系统 COP、运行压比、压力运行工况及正己烷组分随环境温度的变化。由图 6(a)可知,在不同热水温度下,热泵系统 COP 随着环境温度的升高不断增大,主要原因在于随着环境温度的升高,热泵系统的蒸发温度不断上升,系统运行温跨减小,性能上升。值得注意的是,在 0 ℃室外环境温度下,系统在制取 65 ℃热水时的 COP 达到了 3.84,制取 80 ℃热水时的 COP 达到了 3.51,在制取 90 ℃热水时的 COP 达到了 3.13,说明该热泵系统可以在较低的环境温度下满足传统散热器取暖和生活热水出水温度的需求。

由图 6(b)可知,热泵系统压比随着环境温度的降低不断上升,这是由于当出水温度为确定值时,系统排气压力的变化不是非常剧烈,但随着环境温度的降低,热泵系统的蒸发温度急剧下降,使热泵系统在较低环境温度时,系统压比呈现上升趋势。当环境温度在-10 ℃以上时,除 90 ℃出水温度外,65、80 ℃出水温度的压比均小于 4.5,满足市场普通压缩机的工作范围,说明其在较低的环境温度下仍然适用。由图 6(b)还可以看出,90 ℃出水温度时系统压比普遍高于 65、80 ℃出水温度的情况。

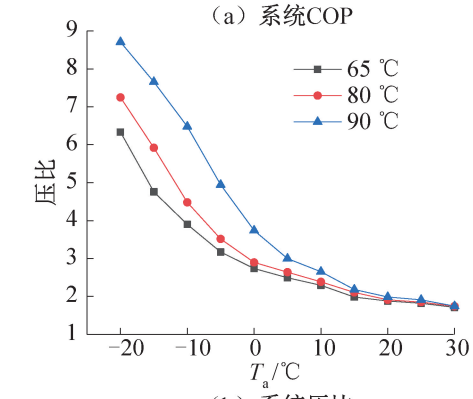
优化结果显示,系统吸、排气压力均随环境温度的降低而降低,变化趋势如图 6(c)所示。不同环境温度下,系统对应的最优高沸点摩尔组分也不同,具体变化如图 6(d)所示。对于相同的制取热水温度,在不同的环境温度下,对应的最优高沸点摩尔组分变化较小,表明该系统具有较好的环境适应性。

2.4 与 CO_2 跨临界热泵系统的性能对比

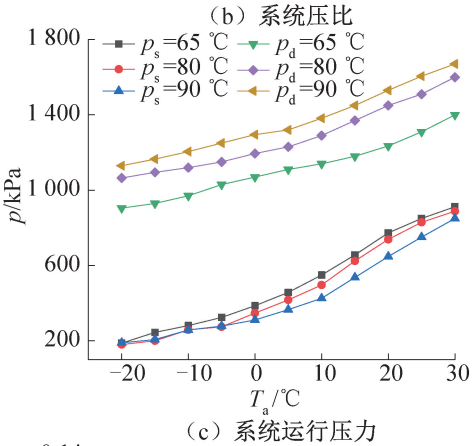
基于 1.2.2 的优化方法,可得到 CO_2 跨临界热泵系统在不同工况下的系统性能。入水温度为 15 ℃,制取热水温度为 90 ℃时,CO_2 跨临界热泵系统性能与混合工质回热式热泵系统 COP 及运行压力对比如图 7 所示。由图 7(a)可知,两系统 COP 随环境温度的变化呈现相同的趋势,且在不同环境温度下混合工质热泵与 CO_2 跨临界热泵具有相近的 COP。由图 7(b)可知,在-20~30 ℃环境温度范围内,CO_2 热泵系统的排气压力>7 800 kPa,吸气压力>1 600 kPa,而混



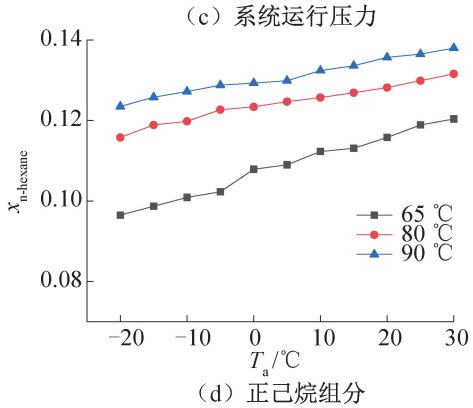
（a）系统COP



（b）系统压比



（c）系统运行压力

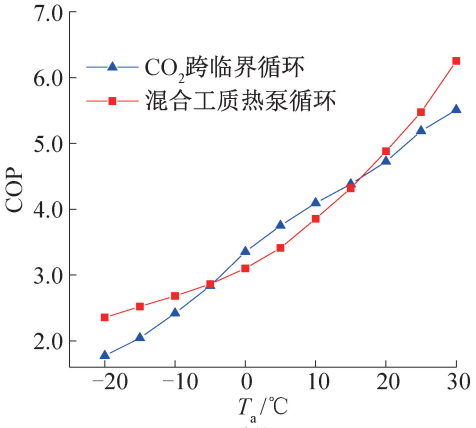


（d）正己烷组分

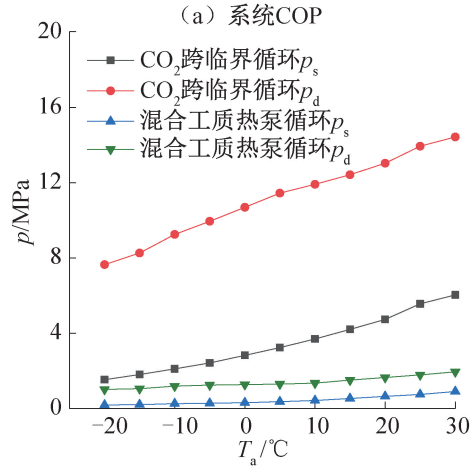
图 6 混合工质热泵系统性能随环境温度的变化

Fig.6 Performance of mixture recuperative heat pump system changes with ambient temperature

合工质热泵的压力工况为普冷空调工况，相比于 CO_2 热泵的运行压力显著降低。Chen Ying 等[18]实验研究了 CO_2 跨临界循环，发现 CO_2 热泵可实现 90 ℃以上的制热温度，系统 COP 可达 3.5，但在不同环境温度下的排气压力达到 13 500 kPa 以上。过高的运行压力不仅对系统的承压能力提出很高要求，还造成设备的成本提高，而混合工质回热式热泵使用普冷领域常规的压缩机、换热器等设备即可实现与 CO_2 跨临界热泵相近的系统 COP，优势显著。



（a）系统COP



（b）系统运行压力

图 7 CO_2 跨临界热泵系统与混合工质热泵系统性能随环境温度的变化

Fig.7 System performance of CO_2 transcritical heat pump system and mixture recuperative heat pump system change with ambient temperature

3 结论

为实现大温跨供热的需求，本文研究了混合工质回热式热泵，建立了混合工质回热式热泵模型，基于遗传算法的 HYSYS 与 MATLAB 联合优化，对系统进行流程模拟，分析运行参数对系统性能的影响，得到如下结论：

1）随着制取热水温度的升高，混合工质回热式热泵系统 COP 逐渐降低。当环境温度为 25 ℃，热泵系统在 65、80、90 ℃出水温度时，系统 COP 分别为 6.5、5.8、5.5。

2)热泵系统的运行压力对热泵系统性能影响较大。随着吸气压力的升高,系统 COP 先增大后减小,随着排气压力的升高,系统 COP 逐渐降低,这使得热泵系统存在最优的运行压力,且不同的制取热水温度对应不同的系统最优运行压力。

3)对于使用非共沸混合工质的热泵系统,混合工质相变过程中的温度滑移可以令工质在与水侧换热时实现更好的热当量匹配。混合工质的组分配比作为关键参数,很大程度上影响了系统性能。

4)随着环境温度的升高,热泵系统 COP 逐渐上升,且在较低的环境温度下,混合工质热泵具有较好的环境适应性,当环境温度为-20 ℃时,系统 COP 为 2.26。

5)当出水温度为 90 ℃时,将混合工质回热式热泵系统与可实现大温跨供热的 CO_2 跨临界热泵系统进行对比,得到它们在不同环境温度下具有相近的 COP。但 CO_2 跨临界热泵系统运行压力较高,对系统的承压能力要求很高,使 CO_2 跨临界热泵成本较高,而混合工质回热式热泵的部件均使用市场上销售的常规设备,成本较低,因此,混合工质回热式热泵在实现大温跨供热时具有较大优势。

本文受北京市自然科学基金(3171002)项目资助。(The project was supported by Beijing Municipal Natural Science Foundation (No. 3171002).)

符号说明

COP——热泵系统性能系数
h——焓值,kJ/kg
m——质量流量,kg/s
n——摩尔组分
p——运行压力,kPa、MPa
p_c——临界压力,kPa
p_d——排气压力,kPa
p_s——吸气压力,kPa
Q——换热量,kW
q_v——单位容积制热量,kJ/m^3
T_a——环境温度,℃
T_b——常压沸点,℃
T_c——临界温度,℃
T_d——压缩机排气温度,℃
W——功耗,kW
λ——惩罚因子

下标

COMP——压缩机
EVA——蒸发器
PHX——后冷却器
R——热泵工质
RHX——回热换热器
W——水

参考文献

[1] BAMIGBETAN O, EIKEVIK T M, PETTER N, et al. Review of vapour compression heat pumps for high temperature heating using natural working fluids[J]. International Journal of Refrigeration, 2017, 80:197-211.

[2] WILLEM H, LIN Y, LEKOV A. Review of energy efficiency and system performance of residential heat pump water heaters[J]. Energy and Buildings, 2017, 143:191-201.

[3] ARPAGAUS C, BLESS F, SCHIFFMANN, J, et al. Multi-temperature heat pumps-a literature review[J]. International Journal of Refrigeration, 2016, 69:437-165.

[4] BERTSCH S S, GROLL E A. Two-stage air-source heat pump for residential heating and cooling applications in northern US climate[J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 31(7):1282-1292.

[5] 吴曦, 徐士鸣, 刘嘉威, 等. 适用于复叠式中高温热泵的混合制冷剂分析[J]. 制冷学报, 2018, 39(5):53-58. (WU Xi, XU Shiming, LIU Jiawei, et al. Analysis of available blend refrigerants for medium-high temperature cascade heat pump[J]. Journal of Refrigeration, 2018, 39(5):53-58.)

[6] KIM S G, KIM M S. Experiment and simulation on the performance of an autocascade refrigeration system[J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25:1093-1101.

[7] 赵跃. 复叠式中高温空气源热泵系统的特性研究[D]. 南京:南京理工大学,2016. (ZHAO Yue. Study on characteristics of medium and high temperature cascaded air source heat pump system[D]. Nanjing: Nanjing University of Science and Technology, 2016.)

[8] YANG Dongfang, SONG Yulong, CAO Feng, et al. Theoretical and experimental investigation of a combined R134a and transcritical CO_2 heat pump for space heating[J]. International Journal of Refrigeration, 2016, 72:156-170.

[9] HIROML H. Development of two-stage compression and cascade heating heat pump system for hot water supply[J]. ASHRAE Transactions, 1996, 102(1):248-256.

[10] SARKAR J, BHATTACHARYYA S. Assessment of blends of CO_2 with butane and isobutane as working fluids for heat pump applications[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2009, 48(7):1460-1465.

[11] 徐洪涛, 袁秀玲, 李国强, 等. 跨临界循环二氧化碳在热泵型热水器中的应用研究[J]. 制冷学报, 2001, 12(3):12-16. (XU Hongtao, YUAN Xiuling, LI Guoqiang, et al. Application of transcritical cycle carbon dioxide in

heat pump water heater[J]. Journal of Refrigeration, 2001, 12(3):12-16.)

[12] 马利敏. 中高温热泵工质的理论与实验研究[D]. 天津:天津大学,2006. (MA Limin. Theoretical and experimental investigation on the working fluids for moderate and high temperature heat pumps[D]. Tianjin: Tianjin University, 2006.)

[13] CHAMOUN M, RULLIERE R, HABERSCHILL P, et al. Experimental and numerical investigations of a new high temperature heat pump for industrial heat recovery using water as refrigerant[J]. International Journal of Refrigeration, 2014, 44:177-188.

[14] 李椿, 王志华, 王沣浩, 等. CO_2 热泵研究现状及展望[J]. 制冷学报, 2018, 39(5):1-9. (LI Chun, WANG Zhihua, WANG Fenghao, et al. Research status and prospects of the CO_2 heat pump[J]. Journal of Refrigeration, 2018, 39(5):1-9.)

[15] 周福, 杨卫卫, 曹兴起, 等. 三种高温热泵混合工质的理论研究[J]. 工程热物理学报, 2015,36(4):703-708. (ZHOU Fu, YANG Weiwei, CAO Xingqi, et al. Theoretical study of three zeotropic mixtures for high temperature heat pump[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2015,36(4):703-708.)

[16] CALM J M, HOURAHAN G C. Refrigerant data update[J]. Hpac Engineering, 2007, 79(1): 50-64.

[17] NARASIMHAN N L, VENKATARATHNAM G. Studies on the performance of a small reciprocating compressor with different nitrogen-hydrocarbon mixtures[J]. International Journal of Refrigeration, 2013, 36(8):2091-2096.

[18] CHEN Ying, GU Junjie. The optimum high pressure for CO_2 transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers[J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(8):1238-1249.

通信作者简介

公茂琼,男,研究员,博士生导师,中国科学院理化技术研究所,中国科学院低温工程学重点实验室,(010)82543728,E-mail:gongmq@mail.ipc.ac.cn。研究方向:混合工质节流制冷技术,大温跨高温热泵。

About the corresponding author

Gong Maoqiong, male, professor, Ph. D. supervisor, CAS Key Laboratory of Cryogenics, Technical Institute of Physics and Chemistry, Chinese Academy of Sciences, +86 10-82543728, E-mail: gongmq@mail.ipc.ac.cn. Research fields: mixed-gases Joule-Thomson refrigeration technology and high-temperature heat pump with high temperature span.