

文章编号:1671-6833(2021)04-0033-07

跨临界 CO₂ 热泵系统最优排气压力模拟与实验研究

王 迪^{1,2}, 王定标^{1,2}, 杨雨霁^{1,2}, 刘鑫鑫^{1,2}, 向 颀²

(1.郑州大学 机械与动力工程学院,河南 郑州 450001; 2.郑州大学 热能系统节能技术与装备教育部工程研究中心,河南 郑州 450001)

摘 要:为探究各操作变量对系统最优排气压力的影响,基于 MATLAB 平台建立了系统仿真模型,分析了特定工况下,在有、无中间换热器的情况下,系统各变量对系统 COP(制热性能系数)的影响,确定了影响系统最优排气压力的主要因素,并拟合了相应的关联式。同时利用跨临界 CO₂ 热泵系统实验台,在不同蒸发温度与气冷器出口温度条件下研究了排气压力对系统性能的影响,得到不同工况对应的最优排气压力值,并与最优排气压力仿真值进行对比验证。结果表明:系统存在最优排气压力,使得系统 COP 在此压力下达到最大值;加入中间换热器以后,系统 COP 有所增加,但最优排气压力几乎不变;高的干度、过热度对系统 COP 的影响很小,系统 COP 随着气冷器出口温度的升高急剧下降,随蒸发温度的升高而增大,最优排气压力主要与气冷器出口温度和蒸发温度有关;实验得到的系统最优排气压力值与仿真值的最大相对误差为 3%,仿真拟合的最优排气压力关联式与实际运行过程匹配良好。

关键词:中间换热器;跨临界 CO₂;MATLAB;最优排气压力;关联式

中图分类号: TB61 **文献标志码:** A **doi:**10.13705/j.issn.1671-6833.2021.04.001

0 引言

全球变暖对制冷和热泵系统的环保节能提出了更高的要求。天然制冷剂 CO₂ 以其环境友好、传热和压缩性能良好、热物理特性与其他制冷剂相比更为优越等优势在世界范围内引起了越来越多的关注^[1]。

Lorentzen 等^[2]率先提出了跨临界 CO₂ 汽车空调系统,并指出系统运行中存在最优排气压力,且这个最优排气压力主要与气体冷却器出口 CO₂ 温度有关。Liao 等^[3]对没有中间换热器的 CO₂ 热泵空调系统进行了仿真研究,并拟合出了最优排气压力的相关经验关系式。Sarkar 等^[4]从理论角度上对最优排气压力进行了分析,并拟合出以气冷器出口温度和蒸发温度为变量的相关关联式。Chen 等^[5]在对带有中间换热器的跨临界 CO₂ 系统的最优排气压力研究中,提出了以气冷器出口的 CO₂ 温度或者环境温度为自变量的相关关联式。

跨临界 CO₂ 热泵空调系统与普通热泵空调

系统相比,在结构不变的情况下引入 CO₂,会降低系统的性能,此时,在系统中加入中间换热器可提高系统的性能^[6]。现下,跨临界 CO₂ 热泵空调系统中大多都应用了中间换热器^[7]。但胡余生等^[8]和方健珉等^[9]在已有研究的基础上,对系统的特性进行再研究,结果发现必须在某些特定情况下加入中间换热器才能提高换热器的性能。为了保证系统高效稳定地运行,胡斌等^[10]对系统循环过程进行了不同程度的简化,并提出了系统最优排气压力的相关关联式,但由于系统在实际运行过程中存在的不稳定因素较多,运用中时会出现较大的偏差,而目前学者们对所拟合的关联式与实际运行过程的相关匹配度方面的研究较少。

本文基于 MATLAB 建立了系统仿真模型,分析了特定工况下,在有、无中间换热器的情况下,系统性能随着蒸发温度、干度、过热度、气冷器出口温度和排气压力的变化规律,以此为基础,拟合了最优排气压力的相关关联式。并进行实验验证,发现拟合关联式与实际运行结果匹配良好。

1 跨临界 CO₂ 热泵系统模型建立

1.1 系统介绍

本文仿真系统为跨临界 CO₂ 热泵空调系统,系统中主要包括:蒸发器、压缩机、气体冷却器、中间换热器以及膨胀阀,系统流程图如图 1 所示。在中间换热器中,气冷器出口的制冷剂与蒸发器出口的低压制冷剂进行换热,这样一方面可以冷却高压侧气冷器出口 CO₂ 的温度,进而使得制冷剂进入蒸发器的干度减小,蒸发器进出口的焓差增大,制冷量增大,系统制冷性能提高;另一方面可以增大过热度,防止压缩机液击。

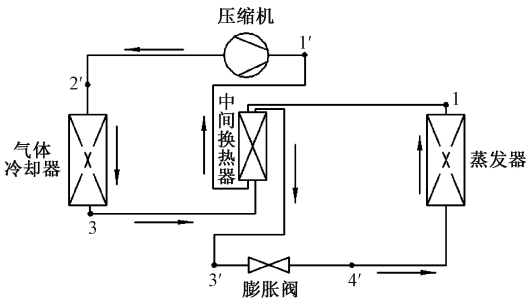


图 1 跨临界 CO₂ 热泵系统循环流程图
Figure 1 Cycle flow chart of cross-critical CO₂ heat pump system

系统循环压焓图如图 2 所示。从图 2 可以看出,CO₂ 在气冷器中处于超临界状态,只有被冷却没有相变,是非凝结相变的排热^[11]。而 CO₂ 物性在临界点及其附近的变化比较特殊,在一个特定的压力范围内,等温线的变化非常缓和,在这个范围之外,等温线的变化非常大。当系统排气压力处于这个特定压力范围内时,排气压力升高,Δ*q* 大于 Δ*w*,COP 增大;当排气压力不在这个范围内

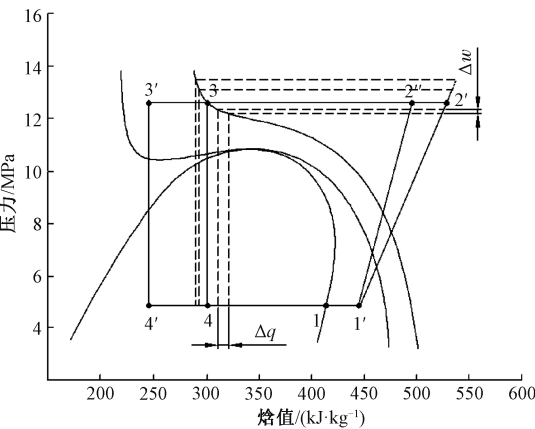


图 2 跨临界 CO₂ 热泵系统循环压焓图
Figure 2 Cyclic pressure enthalpy diagram of a transcritical CO₂ heat pump system

时,Δ*q* 小于 Δ*w*,COP 减小。所以必定存在一个排气压力,使得 COP 达到最大值,这个排气压力就是最优排气压力。

1.2 模型假设

为了方便分析,作出如下假设:①忽略系统管路、压缩机等与外界环境的换热;②忽略制冷剂在换热器以及管道内的压力损失;③制冷剂流经各管路以及各部件的质量流量相同;④从蒸发器出口流出的制冷剂状态为非饱和状态。

1.3 性能指标

以单位质量流量的 CO₂ 工质为例,以图 1 所述系统为依据进行理论分析,并建立热力学模型。方健珉等^[9]研究表明,在低排气压力与高的气冷器温度下,加入中间换热器才能改善系统性能,本文主要研究带有中间换热器修正的系统的制热性能,故其理论计算工况如表 1 所示。

对整个系统:

COP = \frac{q}{w} = \frac{h_{2'} - h_3}{h_{2'} - h_{1'}} \tag{1}

式中:*q* 表示制热量,kJ/kg;*w* 表示压缩机耗功量,kJ/kg;*h*_{2'}为压缩机出口焓值,kJ/kg;*h*_{1'}为压缩机进口焓值,kJ/kg;*h*₃为气冷器出口焓值,kJ/kg。

表 1 工况参数

Table 1 Working condition parameter	
参数	取值
蒸发温度/℃	-10~10
气冷器出口温度/℃	30~50
过热度/℃	2~20
干度	0.8、1
排气压力/MPa	8~12

文献[4]指出,COP 可以表示为温度和压强的函数,故式(1)最终可以写为

COP = \eta_{is} [h_1(t_1, x) - h_3(t_3, p_k) + \eta_{IHx} q_p(t_1, t_3, p_k/x)] / [h_{2s}(t_1, t_3, x, \eta_{IHx}, p_k) - h_{1'}(t_1, t_{sh})] \tag{2}

式中:η_{is} 为等熵效率,一般取 η_{is} = 0.934 3 - 0.044 78*r*,*r* 表示压比^[6]; *h*_{*i*} 为各点焓值(*i* = 1, 1', 2', 2'', 3, 3', 4'), kJ/kg; *t*_{*i*} 为各点温度(*i* = 1, 1', 2', 2'', 3, 3', 4'), °C; *x* 为干度,0 ≤ *x* ≤ 1, *x* = 0 表示制冷剂处于饱和液态, *x* = 1 表示制冷剂处于饱和气态, 0 < *x* < 1 表示制冷剂处于气液两相态; *p*_{*k*} 为压缩机排气压力, MPa; η_{IHX} 为中间换热器效率, 0 ≤ η_{IHX} ≤ 1, η_{IHX} = 0 表示没有中间换热器,文献[12]指出,高的中间换热器效率可以更好地提高系统性能,通过对比分析最佳效率 η_{IHX} = 0.8; *q*_{*p*}

为可以使用的最大的比热传递, kJ/kg ; t_{sh} 为过热度, $^{\circ}\text{C}$ 。

Liao 等^[3]的研究表明,在给 t_3 和 t_1 值时,系统存在一个最优排气压力,它给出了系统最大 COP 值。在最优排气压力 $p_{k,\text{opt}}$ 处, COP 相对于排气压力 p_k 的偏导数应等于 0:

$$\left(\frac{\partial COP}{\partial p_k}\right)_{p_k=p_{k,\text{opt}}} = 0. \quad (3)$$

式中: $p_{k,\text{opt}}$ 为最优排气压力, MPa 。

结合式(2)和式(3)可知, $p_{k,\text{opt}}$ 主要影响变量为 t_1 、 t_3 、 t_{sh} 、 x 、 η_{HX} 。基于以上假设与热力学分析,本文通过 MATLAB 程序,调用 REFPROP 中 CO_2 的物性计算系统各参数值。

2 分析与讨论

2.1 蒸发温度 t_1 对系统性能的影响

本节在仿真过程中令 $x=1$, $t_3=35\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\eta_{\text{HX}}=0$ (系统中没有中间换热器)或者 $\eta_{\text{HX}}=0.8$ (系统中有中间换热器,且中间换热器效率为 0.8),将蒸发温度和排气压力作为变量,探究蒸发温度对系统性能的影响。在蒸发温度分别为 -10 、 -5 、 0 、 5 、 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,随着排气压力的变化,系统 COP 的变化趋势如图 3 所示。由图 3 可知, $\eta_{\text{HX}}=0$,即没有中间换热器时,随着蒸发温度的增加, COP 大幅增加,达到最大 COP 的最优排气压力也有所不同;当加入中间换热器,即给定中间换热器效率为 0.8 时,与没有中间换热器相比,其 COP 是增加的,达到最大 COP 的最优排气压力也是不同的。

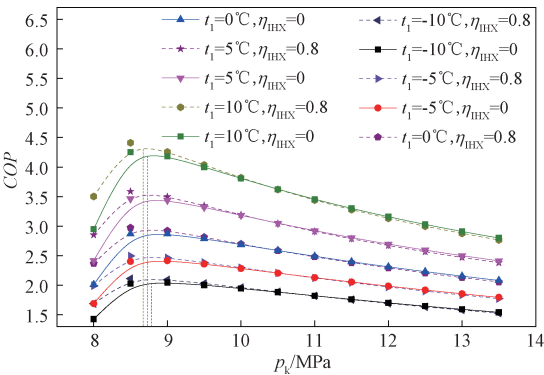


图 3 蒸发温度对系统性能的影响

Figure 3 Influence of evaporation temperature on system performance

2.2 干度 x 对系统性能的影响

令 $t_1=5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $x=0.8$ (制冷剂处于气液两相态)或者 $x=1$ (制冷剂处于饱和气态),将中间换热器效率、排气压力作为变量,探究干度对系统性能的影响。

在中间换热器效率分别为 0、0.2、0.4、0.6、0.8、1 时,随着排气压力的变化,2 个不同的干度 x 对系统 COP 的影响如图 4 所示。由图 4 可知,当中间换热器效率比较高的时候,两条线几乎完全重合,说明在高的中间换热器效率下, x 对 COP 的影响几乎可以忽略;而当中间换热器效率趋近于 0 的时候,即没有中间换热器的时候, COP 大幅度下降,对应的最优排气压力也相应变化。

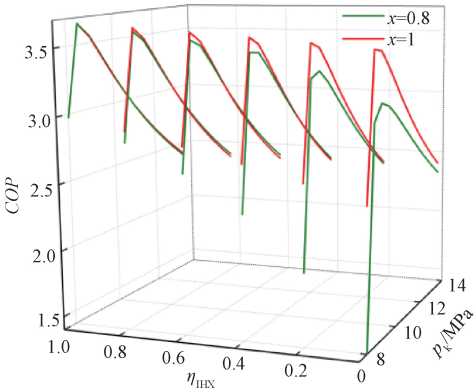


图 4 干度 x 对系统性能的影响

Figure 4 Effect of dryness on system performance

2.3 过热度 t_{sh} 对系统性能的影响

令 $t_1=-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_3=25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 或 $t_3=45\text{ }^{\circ}\text{C}$,将过热度、排气压力作为变量,探究过热度对系统性能的影响。

当蒸发温度为 $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$,气冷器出口温度为 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$,在不同排气压力下,系统 COP 随过热度的变化趋势如图 5 所示。由图 5 可知,在较低的气冷器温度下,随着过热度的增大, COP 呈下降趋势,所以在气冷器温度出口较低时,加入中间换热器对系统性能有不利的影响。

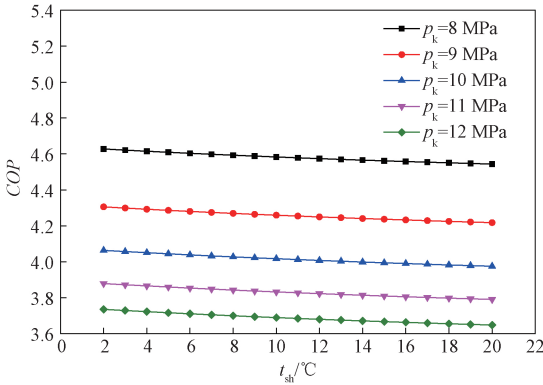


图 5 低气冷器温度下过热度对系统性能的影响

Figure 5 Influence of superheat on system performance at low air cooler temperature

当蒸发温度为 $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$,气冷器出口温度为 $45\text{ }^{\circ}\text{C}$,在不同排气压力下,系统 COP 随过热度的

变化趋势如图 6 所示。由图 6 可知,在气冷器出口温度为 45 ℃时,随着过热度的增大,COP 呈现上升趋势,说明在较高的气冷器出口温度下,引入中间换热器可以改善系统性能。从图 6 中还可以看出,在排气压力较低时,COP 曲线的斜率是比较大的,随着排气压力的增大,COP 曲线的斜率逐渐减小,说明引入中间换热器后,中间换热器对系统性能的改善在低排气压力下比在高排气压力下的改善效果更好。

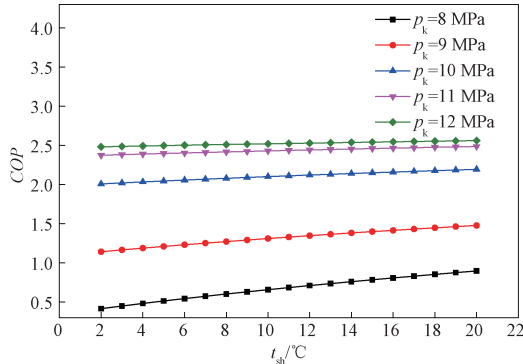


图 6 高气冷器温度下过热度对系统性能的影响

Figure 6 Influence of superheat on system performance at high air cooler temperature

2.4 气冷器出口温度 t_3 对系统性能的影响

令 $t_3 = 20 \sim 50 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_1 = -10 \text{ }^\circ\text{C}$, $p_k = 8 \sim 12 \text{ MPa}$, $\eta_{\text{HX}} = 0$ 或者 $\eta_{\text{HX}} = 0.8$,将气冷器出口温度作为变量,探究气冷器出口温度对系统性能的影响。

由图 7 可知,在气冷器出口温度比较低时,无中间换热器的 COP 大于有中间换热器的 COP;当达到一个特定温度后,有中间换热器的 COP 大于无中间换热器的 COP。因此,在较低的气冷器出口温度下,引入中间换热器对系统循环性能是不利的,但是在较高的气冷器温度下,引入中间换热器是有利的,所以给定排气压力时,存在一个特定

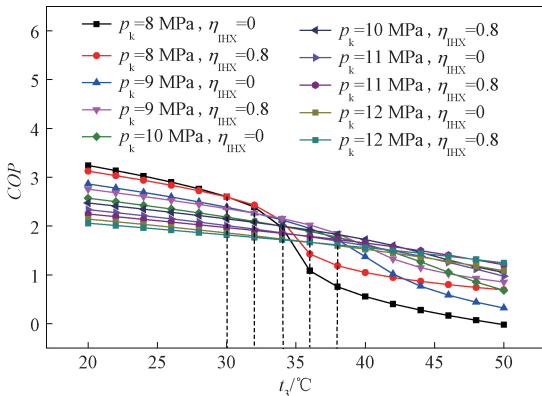


图 7 气冷器出口温度对系统性能的影响

Figure 7 Effect of outlet temperature of air cooler on system performance

的气冷器出口温度,当气冷器出口温度大于这个特定温度,引入中间换热器可以改善系统的性能。给定不同的排气压力,对应的这个特定温度也随之变化。

2.5 排气压力对系统性能的影响

令 $t_1 = -10 \text{ }^\circ\text{C}$, $p_k = 8 \sim 12 \text{ MPa}$, $\eta_{\text{HX}} = 0$ 或者 $\eta_{\text{HX}} = 0.8$,将排气压力、气冷器出口温度作为变量,探究排气压力对系统性能的影响。

在气冷器温度分别为 35、40、45 ℃时,系统 COP 随排气压力的变化趋势如图 8 所示。由图 8 可知,随着排气压力的增大,系统 COP 呈现先增大后减小的趋势,且在加入中间换热器后,在排气压力低于某排气压力值时,COP 大幅上升,在排气压力高于某排气压力值时,COP 小幅上升,这一现象更加说明了在某一排气压力值之下,引入中间换热器能更好地改善系统的性能。

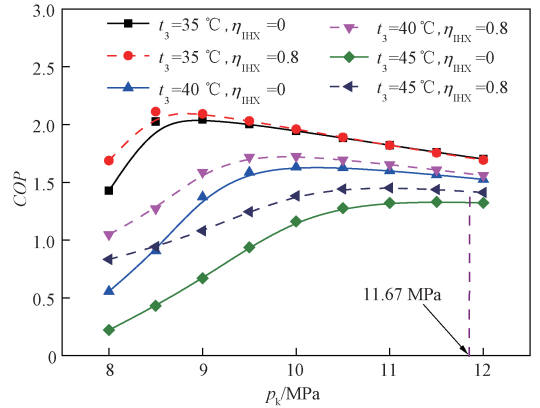


图 8 排气压力对系统性能的影响

Figure 8 Effect of exhaust pressure on system performance

2.6 最优排气压力的拟合

系统加入中间换热器后,干度、过热度对最优排气压力影响都不大,最优排气压力主要取决于蒸发温度和气冷器出口温度。以此为基础,结合 MATLAB 仿真得到的数据拟合了最优排气压力的相关关联式,如式(4)所示,其变化曲面图如图 9 所示。

$$p_{k, \text{opt}} = 8.49199 + 0.22993t_1 - 0.27585t_3 + 0.00166t_1^2 + 0.00799t_3^2 - 0.00703t_1t_3. \quad (4)$$

式中: $p_{k, \text{opt}}$ 为最优排气压力,MPa; $-10 \text{ }^\circ\text{C} \leq t_1 \leq 10 \text{ }^\circ\text{C}$; $30 \text{ }^\circ\text{C} \leq t_3 \leq 50 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

3 实验验证

实验采用单机单级压缩热泵循环,循环主要包括制冷剂循环、乙二醇水溶液循环与水循环,实验装置简图以及测点布置如图 10 所示。实验中,

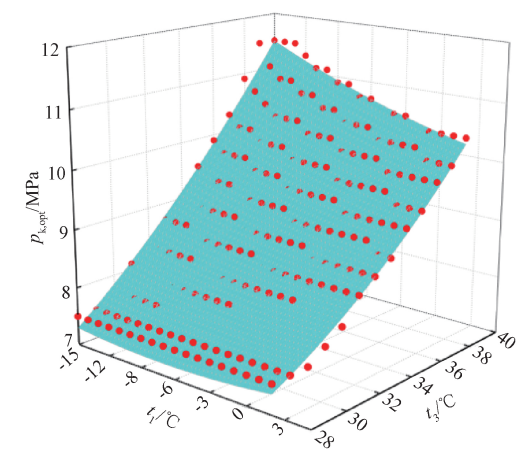


图 9 最优排气压力拟合曲面图

Figure 9 The optimal exhaust pressure fits the surface

蒸发温度通过乙二醇水溶液的进口温度和流量来控制,气冷器制冷剂侧出口温度通过调节气冷器水入口温度控制,排气压力通过调整水循环的流

量来控制。本实验中的蒸发温度分别为-9、-5、0、5℃,气冷器出口温度分别为30、32、34、36℃,排气压力取7~11MPa。

实验中的主要测点有温度、压力与流量测点,所用设备的测量精度如表2所示。在实验研究中,通过测量进水、出水温度以及质量流量获得系统制热量,如式(5)所示,压缩机功耗计算如式(6)所示,系统COP的计算如式(7)所示,COP随排气压力变化的实验结果如图11所示。

$$Q_h = cm(t_{out} - t_{in})。$$
 (5)

式中: Q_h 为系统制热量,kW; c 为水的比热容,4.2 kJ/(kg·℃); t_{out} 为出水温度,℃; t_{in} 为进水温度,℃。

$$W = U \times I。$$
 (6)

式中: U 为压缩机的输入电压,V; I 为压缩机的输入电流,A。

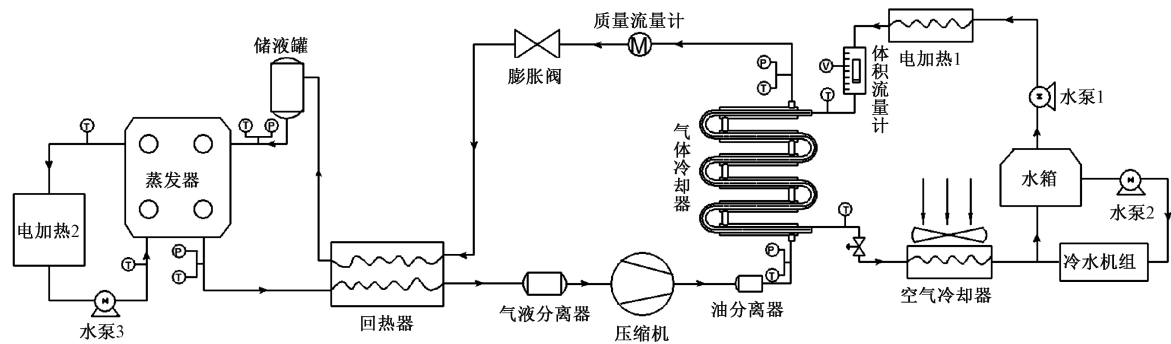


图 10 实验装置简图及测点布置

Figure 10 Diagram of experimental equipment and arrangement of measuring point

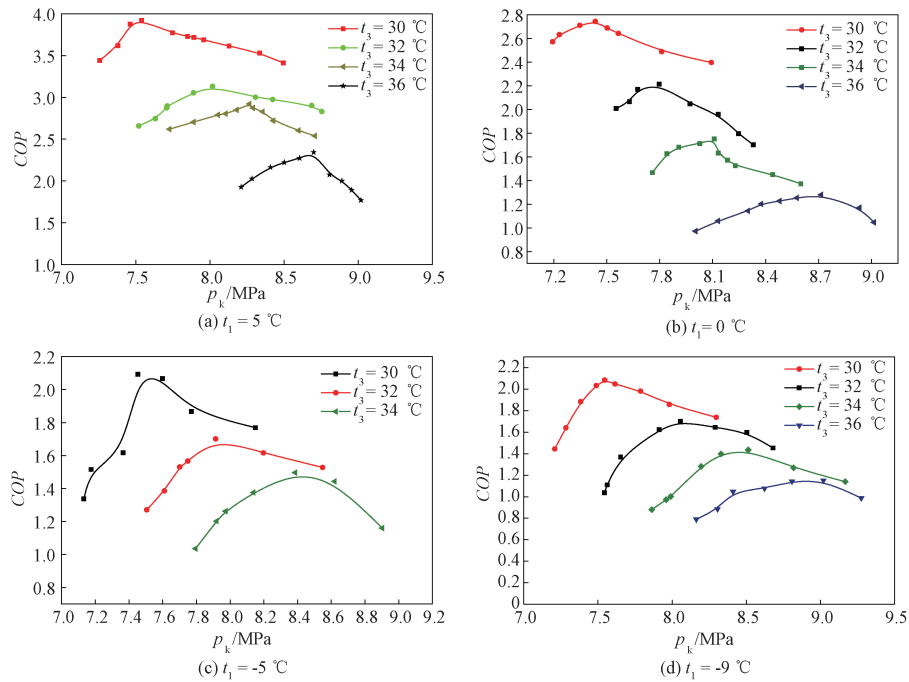


图 11 排气压力对系统性能的影响

Figure 11 Effect of exhaust pressure on system performance

$$COP = \frac{Q_h}{W}。$$

(7)

表 2 测量设备的精度

Table 2 Precision of measuring equipment

测量参数	测量工具	精度
压力	压力传感器	±0.2%
温度	PT100 铂电阻	0.2 级
流量	流量计	±0.2%

由于测量仪器本身存在测量误差,为了检验测量结果的准确性,需要对实验结果进行不确定度分析^[13]:

$$\omega_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial X_1} \omega_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial X_2} \omega_2 \right)^2 + \cdots + \left(\frac{\partial R}{\partial X_n} \omega_n \right)^2 \right]^{0.5}。$$

(8)

式中: ω_R 为所求变量的不确定度的总和, $\omega_1, \omega_2, \cdots, \omega_n$ 是自变量 X_1, X_2, \cdots, X_n 的不确定度。根据该方法计算实验数据的不确定度, Q_h, W, COP 的最大不确定度分别为 2.9%、3.8%、4.2%,均小于 5%,所以实验的测量结果准确可信。

由图 11 可知,当蒸发温度一定时,在不同气冷器温度下,随着排气压力的变化, COP 的变化趋势是先增大再减小,且气冷器温度越大, COP 越小,但是最大 COP 对应的最优排气压力也最大。在蒸发温度等于 -9、-5、0、5℃,气冷器制冷剂侧出口温度分别等于 30、32、34、36℃时,实验的最优排气压力如表 3 所示。表 3 中, E 为最优排气压力拟合值 $p_{k,opt}$ 与实验值 $p'_{k,opt}$ 的偏差率。

表 3 最优排气压力仿真结果与实验结果对比

Table 3 The simulation results of the optimal exhaust pressure are compared with the experimental results

$t_1/℃$	$t_3/℃$	$p'_{k,opt}/MPa$	$p_{k,opt}/MPa$	$E/\%$
5	30	7.540	7.544 14	0.1
5	32	8.018	7.912 90	1.3
5	34	8.267	8.345 58	1.0
5	36	8.700	8.842 18	1.6
0	30	7.436	7.407 49	0.4
0	32	7.798	7.846 55	0.6
0	34	8.109	8.349 53	3.0
0	36	8.714	8.916 43	2.3
-5	30	7.453	7.353 84	1.3
-5	32	7.914	7.863 20	0.6
-5	34	8.386	8.436 48	0.6
-9	30	7.545	7.370 68	2.3
-9	32	8.056	7.936 28	1.5
-9	34	8.513	8.565 80	0.6
-9	36	9.020	9.259 24	2.7

由表 3 可知,本文仿真结果与实验数据进行对比,最大相对误差为 3%,说明拟合的关联式与实际运行结果匹配良好。

4 结论

本文基于 MATLAB 平台建立了跨临界 CO₂ 热泵系统仿真模型,并在特定工况下,对有无中间换热器,系统各操作参数对系统性能的影响作了重点分析,确定了影响系统最优排气压力的主要因素,并以此为基础拟合了最优排气压力相应的关联式,同时利用跨临界 CO₂ 热泵系统实验台对关联式进行了实验验证,结论如下:

(1)系统存在最优排气压力,使得系统 COP 在此压力下达到最大值;加入中间换热器以后,其 COP 有所增加,但是达到最大 COP 的最优排气压力几乎不变。

(2)高的干度、过热度对系统性能的影响几乎不变,系统 COP 随着气冷器出口温度的升高急剧下降,而随着蒸发温度的升高,系统 COP 是逐渐增大的。因此,最优排气压力主要与气冷器出口温度和蒸发温度有关。

(3)不同工况下,最优排气压力实验值与仿真值的最大相对误差为 3%,说明拟合的关联式与实际运行结果匹配良好。

参考文献:

[1] 孙西峰,韩杨.汽车空调替代制冷剂的比较[J].制冷与空调,2015,15(5):60-67.

[2] LORENTZEN G, PETTERSEN J. A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning [J]. International journal of refrigeration, 1993, 16(1):4-12.

[3] 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(9):831-841.

[4] SARKAR J, BHATTACHARYYA S, GOPAL M R. Optimization of a transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications[J]. International journal of refrigeration, 2004, 27(8):830-838.

[5] CHEN Y, GU J J. The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers[J]. International journal of refrigeration, 2005, 28(8):1238-1249.

[6] ZHANG F Z, JIANG P X, LIN Y S, et al. Efficiencies of

subcritical and transcritical CO₂ inverse cycles with and without an internal heat exchanger [J]. Applied thermal engineering, 2011, 31(4):432-438.

[7] 宋昱龙,唐学平,王守国,等.空气源跨临界 CO₂ 热泵最优排气压力的理论和实验[J].西安交通大学学报,2014,48(9):81-87.

[8] 胡余生,刘雪涛,李敏霞,等.CO₂ 跨临界热泵系统特性再分析[J].化工进展,2020,39(4):1252-1258.

[9] 方健珉,王静,孙西峰,等.回热器对电动汽车跨临界 CO₂ 制冷系统影响的实验研究[J].西安交通大学学报,2020,54(6):155-160.

[10] 胡斌,李耀宇,曹锋,等.跨临界 CO₂ 热泵系统最优排气压力的极值搜索控制[J].制冷学报,2016,37(3):81-87.

[11] 刘迎福.CO₂ 跨临界制冷循环的实验研究与性能优化[D].北京:华北电力大学,2011.

[12] 叶祖樑,王驿凯,潘祖栋,等.空气源跨临界 CO₂ 热泵中回热器影响的研究[J].西安交通大学学报,2019,53(5):1-8.

[13] CAO F, CUI C, WEI X Y, et al. The experimental investigation on a novel transcritical CO₂ heat pump combined system for space heating[J]. International journal of refrigeration, 2019, 106:539-548.

Simulation and Experimental Analyses on the Optimal Discharge Pressure of a Transcritical CO₂ Heat Pump System

WANG Di^{1,2}, WANG Dingbiao^{1,2}, YANG Yushen^{1,2}, LIU Xinxin^{1,2}, XIANG Sa²

(1.School of Mechanical and Power Engineering, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China; 2.Engineering Research Center of Energy Saving Technology and Equipments in Thermal System of Ministry of Education, Zhengzhou University Zhengzhou 450001, China)

Abstract: To explore the impact of operating variables on the system optimal exhaust pressure, the influence of the system simulation model was built based on the MATLAB platform. It analyzed the specific conditions, in the presence of the heat exchanger in the middle of the case, the system would effect *COP* of the system, the variables to determine the main factors affecting the optimal exhaust pressure system, and fitting the corresponding correlations. At the same time, the influence of exhaust pressure on the system performance was studied under different evaporation temperature and air cooler outlet temperature by using the cross-critical CO₂ heat pump system test platform. And the corresponding optimal exhaust pressure value under different working conditions was obtained, which was verified by comparison with the simulation value of optimal exhaust pressure. The results show that there was an optimal exhaust pressure in the system, and *COP* of the system could reaches the maximum under this pressure. With the addition of intermediate heat exchanger, *COP* of the system increased somewhat, but the optimal exhaust pressure was almost unchanged. High dryness and superheat had little effect on *COP* of the system. *COP* of the system decreased sharply with the increase of the outlet temperature of the air cooler, and increased with the increase of the evaporation temperature. The optimal exhaust pressure was mainly related to the outlet temperature of the air cooler and the evaporation temperature. The maximum error between the optimal exhaust pressure obtained by experiment and that obtained by simulation was 3%, the correlation formula of optimal exhaust pressure fitted by simulation was well matched with the actual operation process.

Key words: intermediate heat exchanger; across the critical CO₂; MATLAB; optimal exhaust pressure; correlations