

文章编号: 0253-4339(2023) 06-0069-09

doi: 10.3969/j.issn.0253-4339.2023.06.069

集成引射器与机械过冷的 CO₂ 冷热联供系统性能分析

代宝民 赵瑞瑞 刘圣春 钱家宝 徐田雅慧 刘晨 杨佩芳

(天津商业大学 天津市制冷技术重点实验室 天津 300134)

摘要 为提高 CO₂ 系统用于建筑全年空间供热供冷的性能,本文提出集成引射器与机械过冷的跨临界 CO₂ 冷热联供系统(EJ-DMS)。通过构建系统的热力学模型,以性能系数(COP)为目标函数,采用遗传算法对排气压力和过冷度进行优化,并对系统应用于5个典型城市的能耗、全年性能系数(COP_{ann})进行场景分析。结果表明:EJ-DMS相比常规机械过冷系统、常规引射系统,COP在制热和制冷模式下分别提高10.90%、5.58%和8.99%、18.12%,COP_{ann}分别提高7.95%和5.98%。EJ-DMS相比常规引射系统在制热和制冷模式下排气压力分别降低0.47 MPa和0.77 MPa。此外,EJ-DMS系统在广州和哈尔滨运行时的COP_{ann}提升率最大,表明其更适合环境温度较高或较低的地区,如夏热冬暖和严寒地区。本文可为CO₂冷热联供系统的构建和优化提供理论参考。

关键词 自然工质 CO₂; 冷热联供; 引射器; 机械过冷; COP

中图分类号: TB61⁺1; TK11⁺4

文献标识码: A

Performance Analysis of CO₂ Systems Integrated with Ejector and Dedicated Mechanical Subcooling

Dai Baomin Zhao Ruirui Liu Shengchun Qian Jiabao Xu Tianyahui Liu Chen Yang Peifang

(Tianjin Key Laboratory of Refrigeration Technology, Tianjin University of Commerce, Tianjin, 300134, China)

Abstract A transcritical CO₂ system combined with an ejector and dedicated mechanical subcooling (EJ-DMS) was developed to improve the performance of the CO₂ system in the space heating and cooling of buildings throughout the year. A thermodynamic model of the system was devised. Then, the discharge pressure and subcooling degree were optimized using a genetic algorithm by considering the coefficient of performance (COP) as the objective function. Using five typical cities as application scenarios, the energy consumption and annual performance factor (COP_{ann}) of the system were analyzed. The results show that, compared with a conventional mechanical subcooling system and the conventional ejector system, the heating COP of EJ-DMS is enhanced by 10.90% and 5.58%, respectively, and the cooling COP is increased by 8.99% and 18.12%, respectively. The COP_{ann} values are improved by 7.95% and 5.98%, respectively. Compared with the conventional ejector system, the discharge pressure of EJ-DMS is reduced by 0.47 MPa and 0.77 MPa in the heating and cooling modes, respectively. In addition, the COP_{ann} improvement ratio of the EJ-DMS system is the highest when operating in Guangzhou and Harbin, indicating that the EJ-DMS system is more suitable for regions with relatively high or low ambient temperatures, such as hot summer and warm winter or severely cold regions. This study provides a theoretical reference for the development and optimization of a combined cooling and heating CO₂ system.

Keywords natural working fluid CO₂; combined cooling and heating; ejector; mechanical subcooling; COP

采用热泵空调系统进行建筑供冷供热是实现“双碳”目标的有效技术路径。在《〈蒙特利尔议定书〉基加利修正案》^[1]对我国正式生效的背景下,采用自然工质 CO₂ 是未来热泵空调技术的重要发展方向。

CO₂ 运行压力较高、节流损失大,导致 CO₂ 跨临界循环效率低于常规制冷热泵系统,国内外学者为改

善系统性能进行了大量研究。宋昱龙等^[2]讨论了跨临界 CO₂ 制冷或热泵技术并预测了跨临界 CO₂ 技术的未来发展趋势。其中,采用引射器可对 CO₂ 节流降压的膨胀功进行回收^[3]。Zhu Yin Hai 等^[4]对跨临界 CO₂ 引射膨胀系统的喷射器和冷却性能进行实验研究,结果表明,当引射器效率较高时,引射膨胀系统具有较大的 COP (性能系数, coefficient of perform-

ance)。Huang Zhuo 等^[5]研究表明,在环境温度为 35℃时,带引射器的增压制冷系统比常规 CO₂ 增压制冷系统的 COP 提高 11%以上。Wang Yikai 等^[6]研究了集成引射器的 CO₂ 热泵系统,研究表明,当引射器效率为 0.90 时,集成引射和回热器系统的 COP 提高了 7.38%,压比降至 2.66。

为解决炎热或温暖气候条件下 CO₂ 制冷性能下降,以及供暖场景下回水温度过高导致能效衰减,可采用机械过冷技术(dedicated mechanical subcooling, DMS)^[7]。代宝民等^[8]对机械过冷 CO₂ 制冷系统的循环性能进行理论分析,结果表明,相对传统 CO₂ 制冷循环,可显著提高循环 COP,降低 CO₂ 排气压力和温度。He Yujia 等^[9]提出了跨临界 CO₂ 热泵与 DMS 结合的三级水加热系统,结果表明,改进系统比现有系统的 COP 提高 1.6%~7.6%。Dai Baomin 等^[10]将机械过冷的 CO₂ 冷热联供系统与传统的冷热联供系进行对比,结果表明,改进系统相比传统系统的一次能耗降低 8.65%。

CO₂ 冷热联供系统在制热和制冷方面受到广泛关注。A. T. Diaby 等^[11]提出一种新型跨临界 CO₂ 系统,用于加热、冷却、生活热水供应以及海水淡化。S. Minetto 等^[12]分析了用于空间加热、冷却和热水生产的集成引射器 CO₂ 系统的性能,结果表明该系统可获得与 R410A 系统相同的季节性能系数。

综上所述,CO₂ 系统可用于建筑空间供冷供热,且采用机械过冷技术可解决 CO₂ 用于供热时回水温度过高及供冷时较高环境温度下的节流损失大导致的性能衰减问题,但节流前后压差依然较大,制约了系统性能的进一步提升。针对上述问题,通过引射器回收膨胀功,可以进一步降低节流压差较大导致的能量损失。因此,本文构建了基于引射器和机械过冷的跨临界 CO₂ 冷热联供系统,以满足建筑全年空间冷热需求,为推广 CO₂ 技术提供理论参考。

1 模型建立

1.1 系统介绍

图 1 和图 2 所示为集成引射器和机械过冷的跨临界 CO₂ 冷热联供系统(EJ-DMS)的原理图和温熵图。该系统由 CO₂ 循环(主循环)和机械过冷循环(辅助循环)组成,通过机械过冷循环对 CO₂ 气体冷却器出口流体进行过冷,可有效减少节流损失,显著增加制冷量和制热量。采用引射器替换节流阀,以回收节流过程的膨胀功,提高压缩机吸气压力。系统采

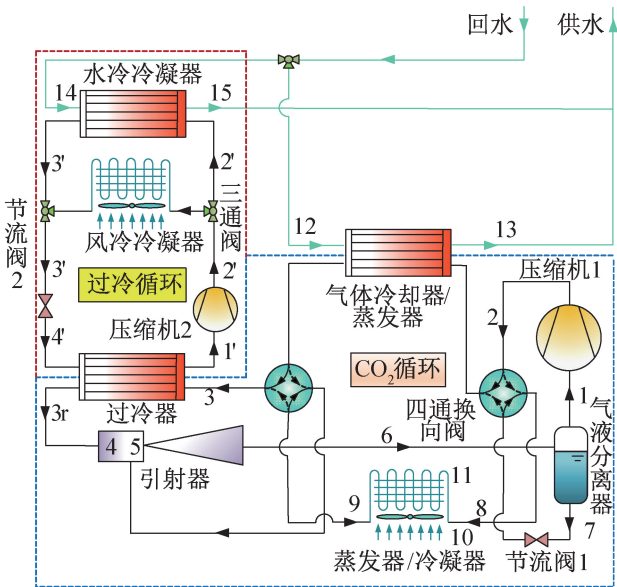
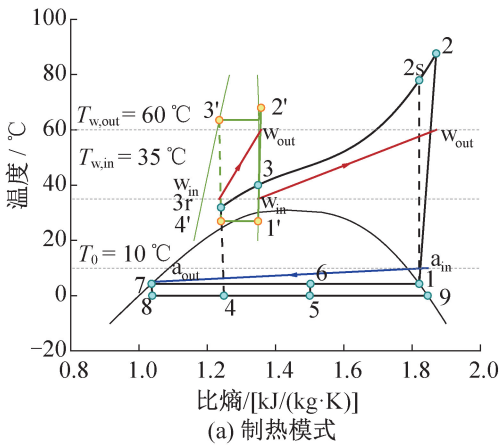
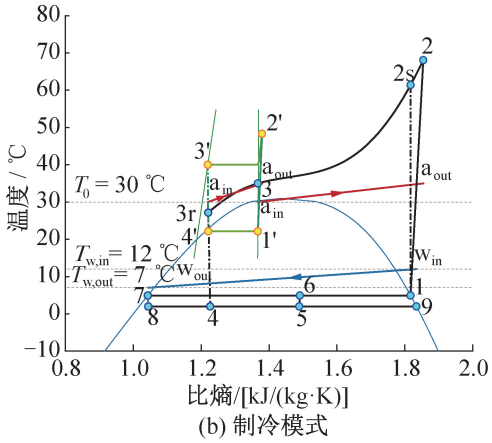


图 1 集成引射器和机械过冷的 CO₂ 冷热联供系统
Fig.1 Schematic of combined heating and cooling CO₂ system integrated with ejector and mechanical subcooling



(a) 制热模式



(b) 制冷模式

T₀ 环境温度; T_{w,in} 回水水温; T_{w,out} 供水水温;
a_{in} 空气进口; a_{out} 空气出口; w_{in} 水进口; w_{out} 水出口。
图 2 集成引射器和机械过冷的 CO₂ 冷热联供系统温熵图
Fig.2 T-s diagram of combined heating and cooling CO₂ system integrated with ejector and mechanical subcooling

用 2 个四通换向阀实现机械过冷 CO₂ 循环制冷和制热模式的切换,当四通换向阀切换为制热模式时,与供回水换热的换热器为气体冷却器/冷凝器。相反当系统为制冷模式时,换热器切换为蒸发器,生产冷冻水。系统制热时的供回水温度设定为 60 ℃ 和 35 ℃,制冷时的供回水温度设定为 7 ℃ 和 12 ℃。

1.2 系统模型

系统建模基于以下假设^[13-14]:1) 忽略工质在换热器和管道中的热量损失和压降;2) 各换热器窄点温差为 5 ℃,且为逆流;3) 引射器中的流动为一维流动;4) 忽略引射器进出口的动能,一次流体和二次流体在混合室中定压混合。

1.2.1 引射器模型

引射器的喷嘴、混合、扩压效率分别为 $\eta_n=0.8$ 、 $\eta_m=0.95$ 、 $\eta_d=0.8$ ^[15-16]：

$$u_4 = \sqrt{2\eta_n(h_{3r} - h_{4s})} \tag{1}$$

$$u_5 = u_4 / (1 + \mu) \sqrt{\eta_m} \tag{2}$$

$$h_5 = (\mu h_9 + h_{3r}) / (1 + \mu) - 0.5u_5^2 \tag{3}$$

$$h_6 = h_5 + 0.5u_5^2 \tag{4}$$

$$h_{6s} = \eta_d(h_6 - h_5) + h_5 \tag{5}$$

$$\mu = (1 - x_6) / x_6 \tag{6}$$

式中： u_4 为喷嘴进口一次流体的流速,m/s; u_5 为混合室流体实际流速,m/s; μ 为引射率; x_6 为引射器扩压室出口干度; h_{3r} 、 h_{4s} 、 h_5 、 h_6 和 h_{6s} 分别为喷嘴进口比焓、喷嘴等熵膨胀时出口的比焓、扩压室进口比焓、扩压室出口比焓和扩压室等熵压缩时出口的比焓,kJ/kg。

1.2.2 能量分析模型

循环中各部件的质量流量为：

$$m_{\text{Comp,CO}_2} = m_{\text{GC}} = m_{\text{SC}} = m \tag{7}$$

$$m_{\text{Evap}} = m_{\text{Valve1}} = \mu m \tag{8}$$

$$m_{\text{Ej}} = m_{\text{Sep}} = m(1 + \mu) \tag{9}$$

式中：下标 Comp、GC、SC、Evap、Valve、Ej 和 Sep 分别表示压缩机、气体冷却器、过冷器、蒸发器、节流阀、引射器和气液分离器。

辅助循环中的制冷剂流量为：

$$m_{\text{MS}} = m_{\text{SC}}(h_3 - h_{3r}) / (h_{1'} - h_{4'}) \tag{10}$$

式中： m_{MS} 为机械过冷循环质量流量,kg/s。

压缩机和换热器等部件的热力学控制方程式如表 1 所示。

表 1 EJ-DMS 系统的热力学控制方程

Tab.1 Thermodynamic control equation of EJ-DMS system

EJ-DMS 系统	设备名称	能量分析模型
主循环	主循环压缩机 ^[18]	$W_{\text{Comp,CO}_2} = m_{\text{Comp,CO}_2}(h_{2s} - h_1) / \eta_{\text{g,CO}_2}$ $\eta_{\text{g,CO}_2} = -0.0021(p_2/p_1)^2 - 0.0155(p_2/p_1) + 0.7325$
	气体冷却器	$Q_{\text{GC}} = m_{\text{GC}}(h_2 - h_3)$
	蒸发器	$Q_{\text{Evap}} = m_{\text{Evap}}(h_9 - h_8)$
	引射器	$\mu = m_9 / m_4$
	节流阀 1	$h_7 = h_8$
	气液分离器	$x_6 = m_1 / (m_1 + m_7)$
辅助循环	辅助循环压缩机 ^[19]	$W_{\text{Comp,R1234yf}} = m_{\text{MS}}(h_{2's} - h_{1'}) / \eta_{\text{g,MS}}$ $\eta_{\text{g,MS}} = -0.5943 + 0.8713(p_{2'}/p_{1'}) - 0.2119(p_{2'}/p_{1'})^2 + 0.02211(p_{2'}/p_{1'})^3 - 0.0008(p_{2'}/p_{1'})^4 + 0.0062t_{1'} - 0.0012t_{3'}$
	过冷器	$Q_{\text{SC}} = m_{\text{MS}}(h_{1'} - h_{4'})$
	冷凝器	$Q_{\text{Cond}} = m_{\text{MS}}(h_{2'} - h_{3'})$
	节流阀 2	$h_{3'} = h_{4'}$
系统性能	系统制热性能系数(COP _h)	$\text{COP}_h = (Q_{\text{GC}} + Q_{\text{Cond}}) / (W_{\text{Comp,CO}_2} + W_{\text{Comp,R1234yf}})$
	系统制冷性能系数(COP _c)	$\text{COP}_c = Q_{\text{Evap}} / (W_{\text{Comp,CO}_2} + W_{\text{Comp,R1234yf}})$

1.2.3 季节与全年性能系数

以制热模式为例,环境温度为 t_i 时的热负荷^[17]:

$$L_h(t_i) = q_{h,Desi}(t_{h,in} - t_i) / (t_{h,in} - t_{h,Desi}) \quad (11)$$

式中: $q_{h,Desi}$ 为采暖设计热负荷, W/m^2 ; $t_{h,in}$ 为室内设计温度, $^{\circ}C$; $t_{h,Desi}$ 为室外设计温度, $^{\circ}C$ 。

采用温频法获得制热季节总制热量($Q_{h,tot}$)、总耗电量($W_{h,tot}$)和制热季节性能系数($COP_{h,tot}$):

$$Q_{h,tot} = \sum_{i=1}^m (L_h(t_i) A_{h,Desi} n_i) \quad (12)$$

$$W_{h,tot} = \sum_{i=1}^m (W_h(t_i) A_{h,Desi} n_i) / f_{lost} \quad (13)$$

$$W_h(t_i) = L_h(t_i) / COP_h(t_i) \quad (14)$$

$$COP_{h,tot} = Q_{h,tot} / W_{h,tot} \quad (15)$$

式中: $A_{h,Desi}$ 为总供热面积, m^2 ; n_i 、 $W_h(t_i)$ 和 $COP_h(t_i)$ 分别为环境温度 t_i 下的小时数、单位面积电功耗 (W/m^2) 与性能系数。

全年性能系数(COP_{ann})的表达式如下:

$$COP_{ann} = (Q_{h,tot} + Q_{c,tot}) / (W_{h,tot} + W_{c,tot}) \quad (16)$$

式中: $Q_{c,tot}$ 、 $W_{c,tot}$ 分别为制冷季节总制冷量 ($kW \cdot h$) 和总耗电量 ($kW \cdot h$)。

1.2.4 EJ-DMS 计算流程

根据上述热力学计算模型和图 3 所示的热力学计算过程,通过迭代计算,得到系统的性能参数。

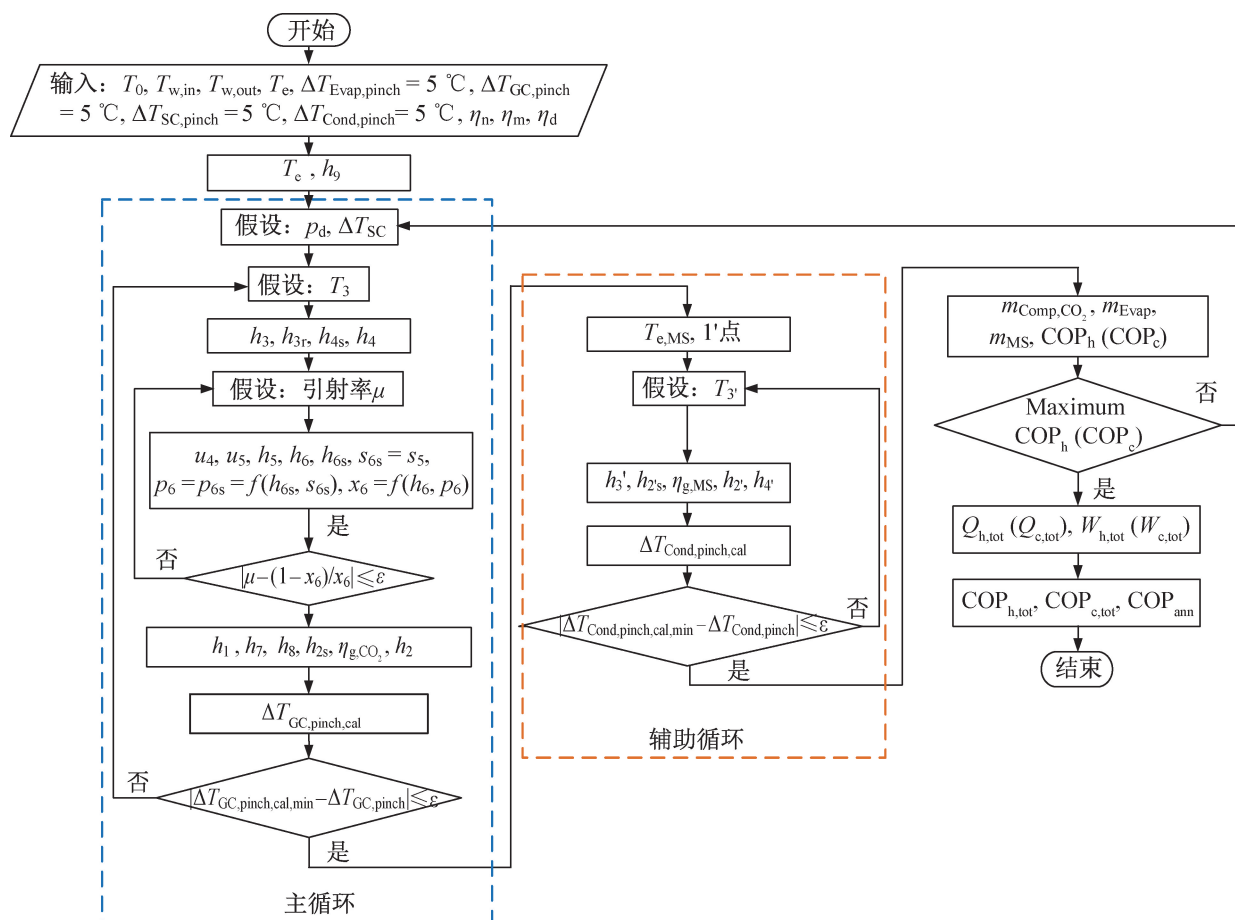


图 3 EJ-DMS 系统计算流程图

Fig.3 EJ-DMS system calculation flow chart

2 结果与讨论

2.1 热力学性能分析

以制热模式为例,在定过冷度(ΔT_{SC})或定排气压力(p_d)下,系统运行于上海时性能参数的变化规律如图 4 所示。由图 4(a)可知在环境温度 $T_0 = -0.3^{\circ}C$ 和 $\Delta T_{SC} = 11^{\circ}C$ 时,主循环压缩机功耗

(W_{Comp,CO_2})和辅助循环的蒸发温度均随 p_d 的升高而增大,导致辅助循环压缩机功耗($W_{Comp,R1234yf}$)逐渐减小,总功耗(W_{Comp})呈现先减后增的趋势。而总热负荷(Q_h)近似线性增加,最终导致系统 COP 随 p_d 的增加呈现先增后减的趋势。由图 4(b)可知,在 $p_d = 10$ MPa 时,随着辅助循环 ΔT_{SC} 的增加, W_{Comp,CO_2} 几乎保持不变,但辅助循环蒸发温度逐渐降低,导致

$W_{\text{Comp}, \text{R1234yf}}$ 迅速增大,总功耗 W_{Comp} 增幅显著。而 Q_{h} 呈线性增加,综合结果导致系统 COP 先增加后降低。因此, p_{d} 和 ΔT_{SC} 是影响系统性能的重要参数。本文以 COP 为目标函数, p_{d} 和 ΔT_{SC} 为决策变量,采用遗传算法进行优化。详细优化过程如流程图 3 所示,遗传算法参数见表 2。之后的分析均基于各系统的最优工况进行。

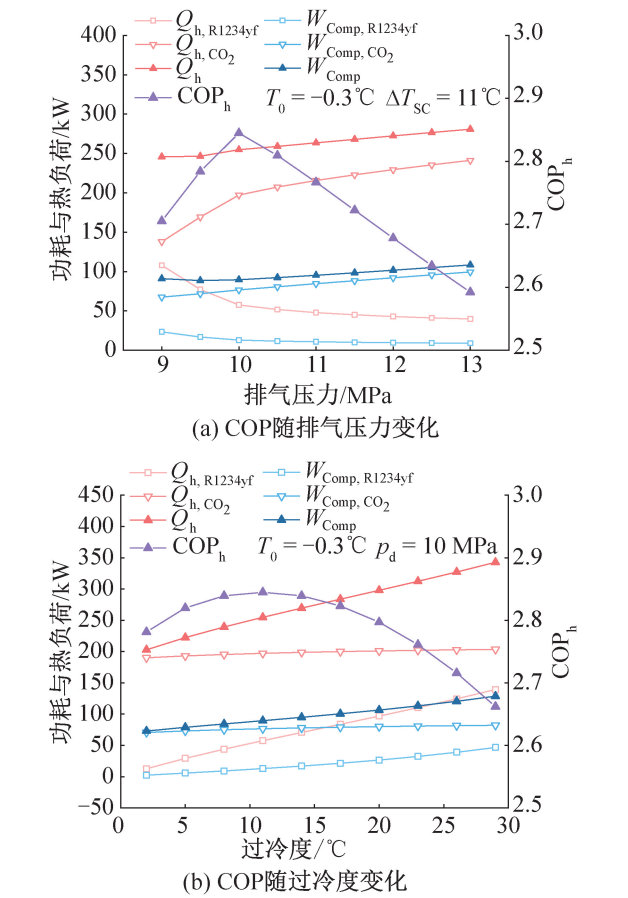


图 4 EJ-DMS 系统关键参数随排气压力或过冷度的变化
Fig.4 Key parameters change with discharge pressure and subcooling degree

表 2 遗传算法参数设置 Tab.2 Parameters setting of genetic algorithm	
参数	数值
种群大小	50
交叉概率	0.8
迭代代数	50
函数精度	10 ⁻⁶
p_{d} 上限与下限/MPa	7.5, 13
ΔT_{SC} 上限与下限/°C	0, 45

图 5 所示为基本系统 (BASE)、常规机械过冷系统 (DMS)、常规引射系统 (EJ) 和 EJ-DMS 系统的最优

COP 和 COP 提升率随环境温度的变化。由图 5 (a) 可知,无论制热还是制冷模式, $\text{COP}_{\text{EJ-DMS}}$ 均高于其他系统。COP 提升率定义为 $(\text{COP}_{\text{EJ-DMS}} - \text{COP}) / \text{COP} \times 100\%$ 。由图 5 (b) 可知制热模式下, EJ-DMS 相比 BASE 系统的 COP 提升率随 T_0 的升高呈线性降低,当 $T_0 = -30\text{ }^{\circ}\text{C}$, 提升率高达 32.70%; 相比 DMS、EJ 系统的 COP 最大提升率为 10.90%、5.58%。制冷模式下, EJ-DMS 相比 BASE、EJ 系统的 COP 提升率随 T_0 的升高近似线性变化,当 $T_0 = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, 相比 BASE、EJ 系统提升率高达 48.71%、18.12%; 相比 DMS 系统的 COP 提升率相对稳定, 维持在 8.27%~8.99% 之间。因此, 引射器和机械过冷的集成可进一步改善系统的性能, 且在制热模式的低环境温度和制冷模式的高环境温度下, 系统性能改进效果更为显著。

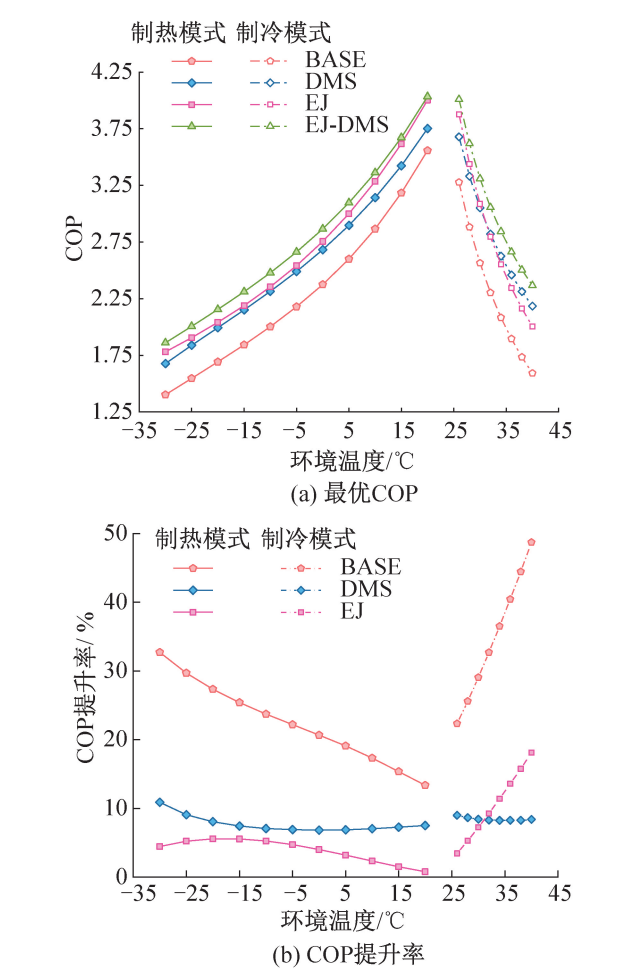


图 5 最优 COP 和 COP 提升率随环境温度的变化
Fig.5 The optimal COP and COP improvement ratio change with ambient temperature

最优排气压力 ($p_{\text{d}, \text{opt}}$) 和最优过冷度 ($\Delta T_{\text{SC}, \text{opt}}$) 随环境温度的变化如表 3 和表 4 所示。由表 3 可知在制热模式下, 当 T_0 低于 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, EJ-DMS 的 $p_{\text{d}, \text{opt}}$ 仅高于 DMS 系统, 相对 BASE、EJ 系统最大分别降低

0.58、0.47 MPa。这是由于跨临界 CO₂ 循环 p_d 与节流前温度呈正相关^[20]。EJ-DMS 的 $\Delta T_{SC,opt}$ 较 DMS 系统明显降低,在 $T_0 = -30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,降低 16.11 $^{\circ}\text{C}$ 。这是因为较低 ΔT_{SC} 导致节流前温度较高,相应的 p_d 较高^[20]。由表 4 可知,制冷模式下 EJ-DMS 与 DMS 系统的 $p_{d,opt}$ 相差不明显,但低于 BASE 和 EJ 系统,在 $T_0 = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,相对 BASE、EJ 系统最大分别降低 1.16、0.77 MPa。EJ-DMS 的 $\Delta T_{SC,opt}$ 稍低于 DMS 系统,当 $T_0 = 34\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,相差 6.58 $^{\circ}\text{C}$ 。

可以看到,无论制热还是制冷,EJ-DMS 的 $\Delta T_{SC,opt}$ 均小于 DMS 系统,这是由于 ΔT_{SC} 越大,节流前后可回收的膨胀功越小,引射器发挥的作用越不显著。对于 EJ-DMS 系统,其 $\Delta T_{SC,opt}$ 相对 DMS 的偏低,此时的膨胀功较大并进一步被引射器回收。

表 3 制热模式下最优排气压力和过冷度
Tab.3 Optimal discharge pressure and subcooling degree in heating mode

环境温 度/ $^{\circ}\text{C}$	BASE	DMS		EJ	EJ-DMS	
	$p_{d,opt}/$ MPa	$p_{d,opt}/$ MPa	$\Delta T_{SC,opt}/$ $^{\circ}\text{C}$	$p_{d,opt}/$ MPa	$p_{d,opt}/$ MPa	$\Delta T_{SC,opt}/$ $^{\circ}\text{C}$
-30	9.61	9.00	30.83	9.55	9.08	14.72
-25	9.82	9.11	27.35	9.65	9.29	15.53
-20	9.98	9.26	24.99	9.73	9.40	15.33
-15	10.10	9.38	22.89	9.80	9.51	14.48
-10	10.17	9.50	20.96	9.83	9.63	13.41
-5	10.19	9.62	19.09	9.86	9.74	12.08
0	10.18	9.74	17.24	9.95	9.86	10.69
5	10.14	9.87	15.36	10.08	10.00	9.37
10	10.08	10.01	13.43	10.23	10.15	7.31
15	10.17	10.17	11.40	10.40	10.34	5.73
20	10.37	10.37	9.28	10.62	10.57	3.48

表 4 制冷模式下最优排气压力和过冷度
Tab.4 Optimal discharge pressure and subcooling degree in cooling mode

环境温 度/ $^{\circ}\text{C}$	BASE	DMS		EJ	EJ-DMS	
	$p_{d,opt}/$ MPa	$p_{d,opt}/$ MPa	$\Delta T_{SC,opt}/$ $^{\circ}\text{C}$	$p_{d,opt}/$ MPa	$p_{d,opt}/$ MPa	$\Delta T_{SC,opt}/$ $^{\circ}\text{C}$
26	7.66	7.53	9.64	7.56	7.52	4.34
28	8.19	7.97	11.76	8.05	7.96	6.03
30	8.71	8.39	13.75	8.52	8.36	7.85
32	9.24	8.80	15.62	9.01	8.80	9.34
34	9.78	9.19	17.35	9.51	9.16	10.77
36	10.32	9.56	18.94	10.01	9.56	12.91
38	10.87	9.90	20.39	10.50	10.02	14.42
40	11.43	10.22	21.75	11.04	10.27	15.81

2.2 季节与全年性能系数评价

为进一步评价不同系统用于建筑全年冷热联供的性能,以总面积为 200 m² 的典型民居住宅为例,针对我国 5 个建筑气候分区,各选取 1 个典型城市进行全年性能分析,包括哈尔滨、北京、上海、昆明、广州,其全年环境温度分布如图 6 所示。

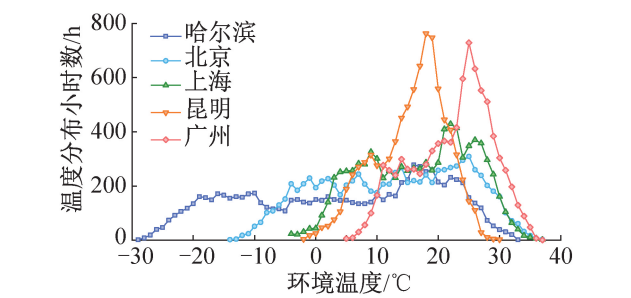


图 6 典型城市的环境温度分布
Fig.6 Ambient temperature distribution of the typical cities

图 7 对建筑全年冷热量以及采用 4 个系统的全年能耗进行分析。可以看到,对于不同城市采用 EJ-DMS 系统的全年耗电量最低,EJ-DMS 相比 BASE、DMS、EJ 系统分别降低 16.00%~20.43%、6.69%~7.37%、2.95%~5.64%。因为 EJ-DMS 系统的 COP 提升率在冬天低环境温度和夏天高环境温度下提升效果更明显,所以系统运行于严寒气候区的哈尔滨和夏热冬暖气候区的广州时,系统的耗电量降低率相比其他城市更显著。对于广州,EJ-DMS 系统相较 BASE、DMS 和 EJ 系统分别降低 20.43%、7.37% 和 5.64%;对于哈尔滨,分别降低 19.76%、7.04% 和 4.77%。

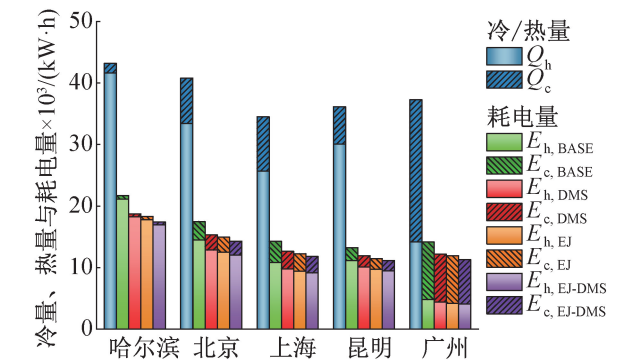


图 7 不同系统应用于不同城市的全年冷、热量与耗电量
Fig.7 Annual cooling capacity, heating capacity and power consumption of different systems applied in different cities

不同城市采用不同系统的季节和全年性能系数如图 8 所示。由图 8(a) 和 (b) 可知,EJ-DMS 相比 BASE 系统的制热季节性能系数 (COP_{h,tot}) 和制冷季节性能系数 (COP_{c,tot}) 提升较为明显,分别提升 16.70%~24.51% 和 25.58%~30.80%;相比 DMS 系

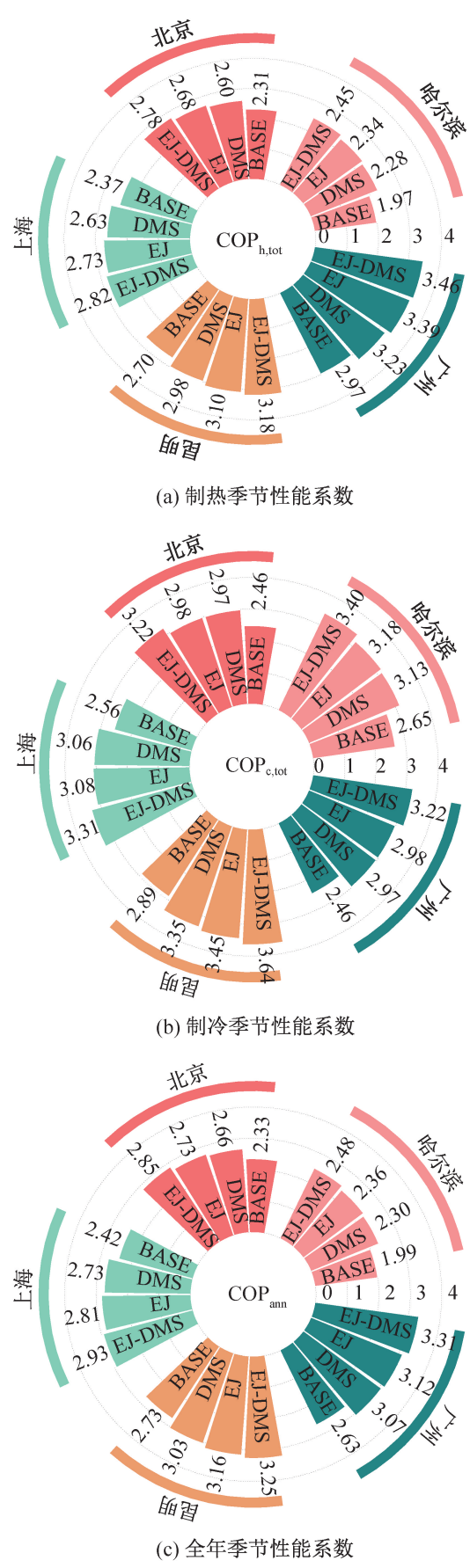


图 8 不同系统应用于不同城市的季节与全年性能系数
Fig.8 Seasonal and annual performance factors of different systems applied in different cities

统的提升率较为稳定,分别维持在 6.93%~7.54%和 8.43%~8.67%;相对 EJ 系统的提升率分别为 2.07%~4.96%和 5.28%~8.21%。结合图 5(a)中 COP 随环境温度的变化与图 6 中环境温度分布可知,广州冬季环境温度多高于 5℃,昆明夏季环境温度多低于 30℃,因此广州的 COP_{h,tot} 和昆明的 COP_{c,tot} 高于其他城市。此外,虽然哈尔滨的 COP_{h,tot} 及北京和广州的 COP_{c,tot} 最低,但以上 3 个城市 EJ-DMS 相较其他系统的提升率基本均高于其他城市,相对 BASE 系统分别提升 24.51%、30.80%和 30.79%。因此,对于供热模式,EJ-DMS 系统同样适用于严寒地区,如哈尔滨;对于供冷模式,EJ-DMS 系统同样适用于夏热冬暖地区,如广州。

全年性能系数(COP_{ann})如图 8(c)所示,可知广州 EJ-DMS 的 COP_{ann} 高于其他城市,表明系统在环境温度高的地区使用时的全年综合性能更好,相比 BASE、DMS 和 EJ 系统 COP_{ann} 分别提升 25.67%、7.95%和 5.98%。此外,虽然哈尔滨的 COP_{ann} 最低,但其 EJ-DMS 的 COP_{ann} 提升率仅次于广州,相比 BASE、DMS 和 EJ 系统分别提升 24.61%、7.57%、5.01%。综上,EJ-DMS 在环境温度相对较高的夏热冬暖地区以及环境温度相对较低的严寒地区使用时,其 COP_{ann} 提升更加显著。

3 结论

本文提出了集成引射器和机械过冷的跨临界 CO₂ 冷热联供系统(EJ-DMS),用于建筑全年供热供冷。对系统性能进行优化,并与传统系统进行对比,得到如下结论:

- 1)系统在制冷和制热模式下均存在最优排气压力 and 最优过冷度,对应最大性能系数(COP)。
- 2)在制热模式下环境温度越低、制冷模式下环境温度越高时,EJ-DMS 系统性能提升越显著。制热模式下,相比常规机械过冷系统(DMS)和常规引射系统(EJ)最大分别提升 10.90%和 5.58%,在制冷模式下,相比 DMS 的提升率为 8.27%~8.99%,相比 EJ 系统最大提升 18.12%。
- 3)采用 EJ-DMS 系统在制热及制冷模式下可显著降低排气压力,相比 EJ 系统分别降低 0.47 MPa 和 0.77 MPa,相比 DMS 系统的排气压力虽然偏高,但过冷度偏低。
- 4)采用 EJ-DMS 系统可显著降低全年能耗,且 EJ-DMS 相比 DMS、EJ 系统的全年性能系数(COP_{ann})最大提升 7.95%、5.98%。EJ-DMS 系统在环境温度相对较高的夏热冬暖地区以及环境温度相对较低的

严寒地区使用时其优势更加显著,其中广州的COP_{ann}最高,广州和哈尔滨的提升率更高。

本文受天津市研究生科研创新项目(2022SKYZ207)资助。(The project was supported by Tianjin Research Innovation Project for Postgraduate Student (No. 2022SKYZ207).)

参考文献

- [1] 中华人民共和国生态环境部. 我国正式接受《〈关于消耗臭氧层物质的蒙特利尔议定书〉基加利修正案》[R/OL]. (2021-06-21)[2023-01-02]. https://www.mee.gov.cn/ywdt/hjywnews/202106/t20210621_841062.shtml. (Ministry of Ecology and Environment of the People's Republic of China. My country formally accepts the Kigali Amendment to the Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer[R/OL]. (2021-06-21)[2023-01-02]. https://www.mee.gov.cn/ywdt/hjywnews/20-2106/t20210621_841062.shtml.)
- [2] 宋昱龙,王海丹,殷翔,等. 跨临界CO₂蒸气压缩式制冷与热泵技术综述[J]. 制冷学报, 2021, 42(2): 1-24. (SONG Yulong, WANG Haidan, YIN Xiang, et al. Review of transcritical CO₂ vapor compression technology in refrigeration and heat pump[J]. Journal of Refrigeration, 2021, 42(2): 1-24.)
- [3] ZHANG Zhenying, FENG Xu, TIAN Dingzhu, et al. Progress in ejector-expansion vapor compression refrigeration and heat pump systems [J]. Energy Conversion and Management, 2020, 207: 1-38.
- [4] ZHU Yin Hai, LI Conghui, ZHANG Fuzhen, et al. Comprehensive experimental study on a transcritical CO₂ ejector-expansion refrigeration system [J]. Energy Conversion and Management, 2017, 151: 98-106.
- [5] HUANG Zhuo, ZHAO Hongxia, YU Zeting, et al. Simulation and optimization of a R744 two-temperature supermarket refrigeration system with an ejector [J]. International Journal of Refrigeration, 2018, 90: 73-82.
- [6] WANG Yikai, YIN Yonggao, CAO Feng. Comprehensive evaluation of the transcritical CO₂ ejector-expansion heat pump water heater [J]. International Journal of Refrigeration, 2023, 145: 276-289.
- [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] 代宝民,刘圣春,孙志利,等. 机械过冷CO₂跨临界制冷循环性能理论分析[J]. 制冷学报, 2018, 39(1): 13-19. (DAI Baomin, LIU Shengchun, SUN Zhili, et al. Theoretical performance analysis of CO₂ transcritical refrigeration cycle with mechanical subcooling[J]. Journal of Refrigeration, 2018, 39(1): 13-19.)
- [9] HE Yujia, CHENG Jiahao, CHANG Mengmeng, et al. Modified transcritical CO₂ heat pump system with new water flow configuration for residential space heating[J]. Energy Conversion and Management, 2021, 230: 1-14.
- [10] DAI Baomin, ZHAO Xiaoxuan, LIU Shengchun, et al. Heating and cooling of residential annual application using DMS transcritical CO₂ reversible system and traditional solutions: an environment and economic feasibility analysis [J]. Energy Conversion and Management, 2020, 210: 112714.
- [11] DIABY A T, BYRNE P, MARÉ T. Simulation of heat pumps for simultaneous heating and cooling using CO₂ [J]. International Journal of Refrigeration, 2019, 106: 616-627.
- [12] MINETTO S, CECCHINATO L, BRIGNOLI R, et al. Water-side reversible CO₂ heat pump for residential application [J]. International Journal of Refrigeration, 2016, 63: 237-250.
- [13] DENG Jianqiang, JIANG Peixue, LU Tao, et al. Particular characteristics of transcritical CO₂ refrigeration cycle with an ejector [J]. Applied Thermal Engineering, 2007, 27: 381-388.
- [14] BAI Tao, YAN Gang, YU Jianlin. Thermodynamic analyses on an ejector enhanced CO₂ transcritical heat pump cycle with vapor-injection [J]. International Journal of Refrigeration, 2015, 58: 22-34.
- [15] LIU Fang, GROLL E A. Study of ejector efficiencies in refrigeration cycles [J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 52(2): 360-370.
- [16] BAI Tao, YAN Gang, YU Jianlin. Thermodynamic assessment of a condenser outlet split ejector-based high temperature heat pump cycle using various low GWP refrigerants [J]. Energy, 2019, 179: 850-862.
- [17] 房间空气调节器能效限定值及能效等级: GB 21455—2019[S]. 北京: 中国标准出版社, 2020. (Minimum allowable values of the energy efficiency and energy efficiency grades for room air conditioners: GB 21455—2019[S]. Beijing: Standards Press of China, 2020.)
- [18] GULLO P, ELMEGAARD B, CORTELLA G. Energy and environmental performance assessment of R744 booster supermarket refrigeration systems operating in warm climates [J]. International Journal of Refrigeration, 2016, 64: 61-79.
- [19] BOTTICELLA F, DE ROSSI F, MAURO A W, et al. Multi-criteria (thermodynamic, economic and environmental) analysis of possible design options for residential heating split systems working with low GWP refrigerants [J]. International Journal of Refrigeration, 2018, 87: 131-153.

(下转第109页)