

引用本文:管海清,阳白术,代宝民,等.双排气梯级加热空气源热泵系统性能理论分析[J].制冷与空调,2025,25(9):43-49.
DOI:10.20245/j.issn.1009-8402.2025.09.007

双排气梯级加热空气源热泵系统性能 理论分析*

管海清¹⁾ 阳白术²⁾ 代宝民²⁾ 刘圣春²⁾

¹⁾(松下电器研究开发(苏州)有限公司)

²⁾(天津商业大学)

摘要 为减少温室气体的排放并提升供热水系统性能,提出了双排气梯级加热空气源热泵系统(DCS),构建其热力学模型,以系统COP值为函数,对中间水温进行优化,并对DCS系统的性能进行分析,在5种低GWP工质条件下与传统热泵系统进行了比较。结果表明:从系统COP值以及能源效率来看,DCS系统性能优于传统热泵系统,在最优中间水温下得到最大COP值,采用R1234ze(Z)的最优中间水温为32.5℃,系统最大COP值为4.50;相对传统热泵系统,采用DCS系统COP值最高提升22.57%;所研究的5种工质中,DCS系统的最优中间水温均随环境温度升高而升高,其中最大升高10.31℃,最小升高4.72℃;当环境温度为10℃时,采用R1234ze(Z)的DCS系统一、二级压缩比分别比传统热泵系统降低了42.43%、69.94%;与传统热泵系统相比,DCS系统一、二级压缩机单位容积制热量分别最高提升6.07%、259.10%。

关键词 双排气;梯级加热;空气源热泵;系统优化;COP值

中图分类号:TB657 **文献标识码**:A

Performance analysis of dual discharge vapor cascade heating air source heat pump system

Guan Haiqing¹⁾ Yang Baishu²⁾ Dai Baomin²⁾ Liu Shengchun²⁾

¹⁾(Panasonic R&D Center Suzhou Co., Ltd.)

²⁾(Tianjin University of Commerce)

ABSTRACT In order to reduce greenhouse gas emissions and improve the performance of hot water supply system, a dual discharge vapor cascade heating air source heat pump system (DCS) is proposed. The thermodynamic model is constructed, and the intermediate water temperature is optimized as a function of system COP. Then the performance of the DCS system is analyzed, and the performance of the DCS system is compared with the traditional heat pump system under five low GWP working fluid conditions. The results show that from the perspective of system COP value and energy efficiency, the performance of DCS system is better than that of traditional heat pump system. The maximum COP value is obtained under the optimal intermediate water temperature, and the optimal intermediate water temperature with R1234ze(Z) is 32.5℃, and the maximum COP value of the system is 4.50. The energy efficiency of the system can be significantly improved by 22.57% compared with the traditional heat pump system. Among the five working fluids

* 国家自然科学基金项目(52476085)

收稿日期:2024-08-30,修回日期:2024-10-11

作者简介:管海清,所长,主要从事制冷空调相关研究开发工作。

studied, the optimal intermediate water temperature of the DCS system increased with the increase of ambient temperature, with a maximum increase of 10.31 °C and a minimum increase of 4.72 °C. When the ambient temperature was 10 °C, the compression ratios of the first and second stages of the DCS system using R1234ze(Z) were reduced by 42.43% and 69.94% respectively compared with the traditional heat pump system. Compared with the traditional heat pump system, the heating capacity per unit volume of the first and second stage compressors of the DCS system is increased by up to 6.07% and 259.10% respectively.

KEY WORDS dual discharge vapor; cascade heating; air source heat pump; system optimization; COP

大规模使用化石燃料导致温室气体排放量,使温室效应不断增强,控制碳排放以减缓全球气候变暖已成为全球共识。2019年1月1日生效的《〈蒙特利尔议定书〉基加利修正案》^[1]宣布,到2045年,中国氢氟碳化物的产量和消费量应降至基线水平的20%。因此,在热泵领域为了减少污染物的排放,需开发高能效系统,并采用具有低全球变暖潜能值(GWP)的制冷剂。

热泵可以通过消耗电能从低品位的热源(如工业废热、环境热能、地热能等)提取热量,将其提升为高品位的热能,满足供暖、卫生热水、工业用热等不同用热场景的需求。因此,热泵技术在能源利用效率和环保方面有着明显的优势^[2]。对于实际应用或市场上使用的热泵系统,单级系统是主要的系统配置^[3]。然而,由于单级热泵系统在大温升的情况下压缩机的压比超过5,不利于单级系统压缩机的稳定运行^[4]。为了降低压比,提高系统的能效,研究人员在单级系统的基础上提出了许多改进的配置,如两级、梯级和多级循环技术。

LEE等^[7]对比了单级和两级热泵,结果显示两级喷射热泵系统在季节性能方面具有更高的表现,与单级系统相比,季节COP值提高了1.4%。HU等^[8]对一种多级压缩高温高压热泵系统进行了仿真研究和焓分析,结果表明二级和三级压缩系统的COP值分别提高了6.9%和11.8%。ZHANG等^[9]研究了以R134a/CO₂为工质的梯级热泵系统,发现该系统在环境空气温度分别为5 °C和45 °C时,COP值高达3.07和1.60。MOTA-BABILONI等^[10]提出了一种具有内部热交换器的梯级热泵系统,研究发现相比于R245fa/R134a,使用戊烷/丁烷的COP值可提高13%。

制冷剂的选择直接影响热泵的系统性能。传统制冷剂的特点是GWP值较高,对环境有负面影响。因此,寻找低GWP值的制冷剂替代品至关重要。BROWN等^[11]发现R1234ze(Z)可作为高温热泵的合适制冷剂。ARPAGAUS等^[5]比较了适用于高温高压的各种低GWP值制冷剂,得出R600、R1224yd(Z)、R1234ze(Z)和R1233zd(E)是较有应用潜力的高温热泵(HTHP)工质。WU等^[12]研究了以水为制冷剂的高温热泵性能。结果表明冷凝温度最高可达150 °C,COP值为1.96。YAN等^[13]对以R1234ze(E)为制冷剂的水源热泵进行了模拟、搭建和试验,发现COP值可达3.5。FUKUDA等^[14]采用2种低GWP值制冷剂R1234ze(Z)和R1234ze(E),结果显示R1234ze(Z)比R1234ze(E)更合适。ZHANG等^[15]也得出采用R1234ze(Z)更适合高温热泵的结论。

由上述总结发现采用绿色环保工质的高效热泵系统是未来热泵技术的重要发展方向。因此,文章提出了采用低GWP值工质的双排气压缩梯级加热热泵系统,热水顺次流经低温和高温级冷凝器吸热升温,可显著减小热水加热过程中的不可逆损失。通过构建双排气压缩梯级加热热泵系统的热力学模型,并对系统性能进行优化和分析,可为热泵系统的优化设计提供理论参考。

1 模型建立

1.1 系统介绍

图1(a)为传统空气源热泵系统。工质被压缩机吸入并压缩,进入冷凝器中加热热水,随后通过节流阀节流降压进入蒸发器,吸收空气中的热量变为饱和气并被压缩机吸入,完成循环。

图1(b)为双排气压缩梯级加热空气源热泵系统(DCS)。相比传统系统,该系统增加了1个冷凝

器和 1 个节流阀。DCS 系统的压缩机采用双排气压缩机, 该压缩机有 2 个排气孔, 分别为中压排气孔和高压排气孔。类比于常规补气增焓热泵系统, 文章称 DCS 系统的压缩过程也为“准二级压缩”。从蒸发器流出的过热工质进入双排气压缩机吸气口, 一级压缩后的一部分中压气体通过中压排气孔流入低温冷凝器与进水进行初次换热, 另一部分中压气体经过二级压缩变成高压气体通过高压排气孔进入高温冷凝器, 与已被初次加热的温水进行换热, 使其温度达到要求, 随后从高温冷凝器流出的液态工质经过节流后与低温冷凝器流出的工质混合, 再次节流后流入蒸发器吸收环境空气中的热量, 循环结束。

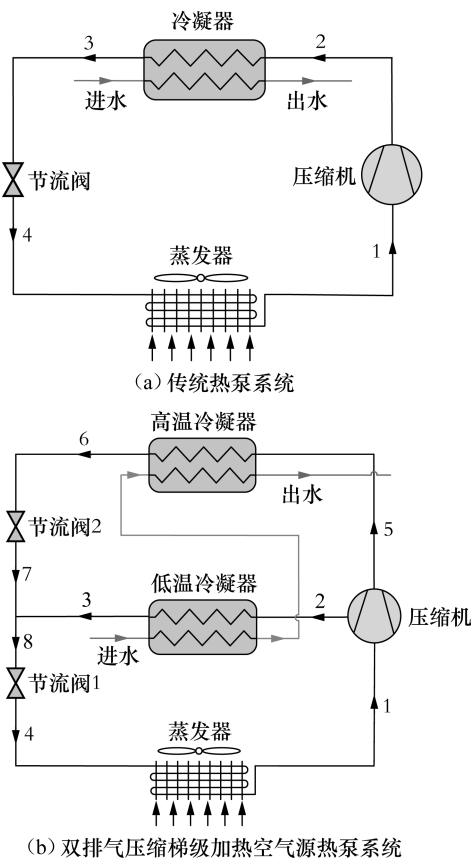


图 1 空气源热泵系统图

图 2 为空气源热泵系统温-焓图, 进口水温度 ($t_{w,in}$) 为 15 °C, 出口水温度 ($t_{w,out}$) 为 55 °C, 进口空气温度 ($t_{Air,in}$) 为 15 °C, 出口空气温度 ($t_{Air,out}$) 为 10 °C。与传统热泵系统相比, DCS 系统的压缩过程为准二级压缩, 使得系统压缩比更小, 从而提高压缩机等熵效率, 减少压缩机功耗, 同时热水在冷凝器加热过程的换热温差相较于传统热泵系统也有所降低, 换热不可逆损失降低。

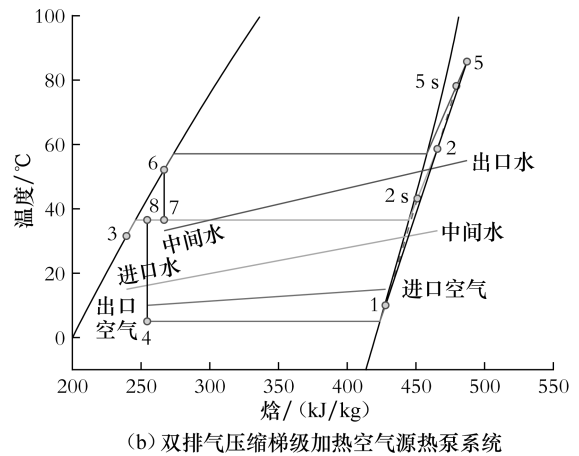
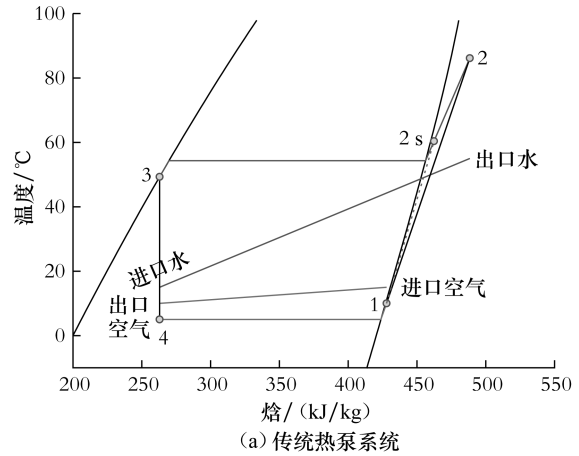


图 2 空气源热泵系统温-焓图

1.2 系统模型

1.2.1 工质选择

文章选用 4 种低 GWP 值工质进行分析, 包括碳氢化合物 R290 和 3 种氢氟烯烃, 并且选用目前广泛适用的 R134a 工质进行对比。所选用工质的物理、安全和环保特性按标准沸点由低到高排序如表 1 所示。

1.2.2 假设条件

系统建模基于以下假设:

- 1) 热泵系统在稳定工况下运行;
- 2) 忽略工质在换热器和管道中的热量损失和压降^[16];
- 3) 各换热器窄点温差为 5 °C;
- 4) 蒸发器出口工质为饱和气态;
- 5) 高、低温冷凝器和蒸发器均为逆流式换热器^[17]。

1.2.3 热力性能计算模型

设定用户热负荷需求 (Q_h) 为 100 kW, 循环中各部件的质量流量以及高、低温级冷凝器的换热

表 1 备选工质的物理性质、安全特性与环保特性

工质	物理性质				安全特性			环保特性	
	分子量	Tb/°C	Tc/°C	pc/MPa	LEL/%	安全等级	大气寿命	ODP 值	GWP 值
R290	44.10	-42.11	96.74	4.25	2.1	A3	0.041 a	0	3.3
R1234yf	114.04	-29.49	94.70	3.38	—	A2L	11 d	0	4.0
R134a	102.03	-26.07	101.06	4.06	无	A1	14,000 a	0	1 430.0
R1234ze(E)	114.04	-19.00	109.40	3.64	7.6	—	—	0	<6.0
R1234ze(Z)	114.04	9.73	150.12	3.97	—	—	—	0	<6.0

量的计算见式(1)~式(6)。

$$\dot{m}_w = \frac{\dot{Q}_h}{h_{w,out} - h_{w,in}} \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{Cond,2} = \dot{m}_w \cdot (h_{w,out} - h_{w,im}) \quad (2)$$

$$\dot{m}_{Cond,2} = \frac{\dot{Q}_{Cond,2}}{h_5 - h_6} \quad (3)$$

$$\dot{Q}_{Cond,1} = \dot{m}_w \cdot (h_{w,im} - h_{w,in}) \quad (4)$$

$$\dot{m}_{Cond,1} = \frac{\dot{Q}_{Cond,1}}{h_2 - h_3} \quad (5)$$

$$\dot{m}_{Comp,1} = \dot{m}_{Cond,1} + \dot{m}_{Comp,2} \quad (6)$$

式(1)~(6)中:下标 Cond、Comp、Evap 分别表示冷凝器、压缩机和蒸发器, in、im、out 分别表示水的进口、中间、出口状态, Cond, HT、Cond, LT 分别表示高温冷凝器、低温冷凝器; 2、3、5、6 表示系统中制冷剂的状态点, 分别是低温、高温冷凝器入口、出口。

一级压缩等熵效率($\eta_{s,1}$)为

$$\eta_{s,1} = \frac{h_{2,s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (7)$$

二级压缩等熵效率($\eta_{s,2}$)为

$$\eta_{s,2} = \frac{h_{5,s} - h_2}{h_5 - h_2} \quad (8)$$

系统性能系数(COP)为

$$COP = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{W}_{Comp,1} + \dot{W}_{Comp,2}} \quad (9)$$

其中,压缩机一级压缩过程功耗为

$$\dot{W}_{Comp,1} = \dot{m}_{Comp,1} \cdot (h_2 - h_1) \quad (10)$$

压缩机二级压缩过程功耗为

$$\dot{W}_{Comp,2} = \dot{m}_{Comp,2} \cdot (h_5 - h_2) \quad (11)$$

式(7)~式(11)中:下标 2,s、5,s 分别表示一级、二级压缩的等熵压缩状态; Comp,1、Comp,2 分别表示压缩机一级压缩过程、二级压缩过程; 1、2、5 表示系统中制冷剂的状态点, 分别表示压缩机进口、一级压缩出口、二级压缩出口状态。

2 系统性能分析

当采用 R1234ze(Z)时,DCS 系统的压缩机能

耗、制热量、系统 COP 值等关键参数随中间水温变化如图 3 所示。可以发现在系统总制热量($Q_{h,Tot}$)为 100 kW 不变的情况下,DCS 系统的 COP 值随中间水温的升高先增大后减小,在最优中间水温为 32.5 °C 时取得最大 COP 值为 4.50,与之相对,压缩机的总功耗($W_{Comp,Tot}$)呈现先减小后增大的趋势。这是由于随着中间水温的升高,中压排气压力增加,导致压缩机一级压缩功耗增大,同时工质的质量流量减小,压缩机二级压缩功耗减小,最终使得压缩机总功耗先减小后增大。因此,文章基于黄金分割法,以 COP 值为目标函数,对中间水温进行优化。以下内容均基于最优中间水温工况下的结果进行分析。

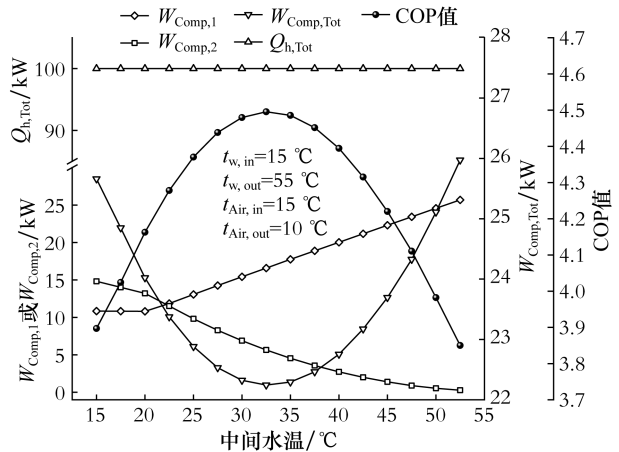


图 3 DCS 系统的热力学关键参数随中间水温的变化

图 4 为 DCS 系统与传统热泵系统在出水温度为 50~70 °C 时使用不同工质时的 COP 值。可以观察到 DCS 系统的 COP 值高于传统热泵系统,提升率为 16.15%~22.57%,且随着出水温度的升高 COP 值提升率增大。所使用的 5 种工质中, R1234ze(Z)的提升率最大, R290 的提升率最小。当热水出口温度为 70 °C 使用 R1234ze(Z)时,DCS 系统相对传统热泵系统的 COP 值提升率最大,此时 DCS 系统 COP 值为 3.65,比传统热泵系统提升 22.57%。

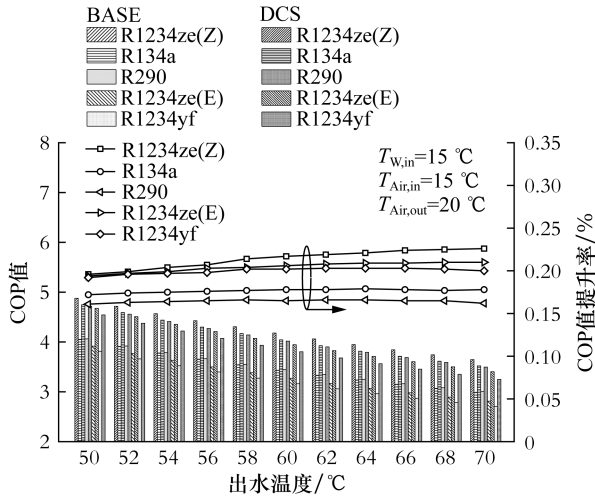


图 4 DCS 和传统热泵系统 COP 值随出水温度变化

图 5 为使用 5 种不同工质时,DCS 系统的最优中间水温随环境温度的变化情况,可以看出随着环境温度的升高,最优中间水温逐渐上升。环境温度在 $-10\sim 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 变化时,5 种工质中,最优中间水温变化最大的是 R1234ze(Z),从 $24.18\text{ }^{\circ}\text{C}$ 上升至 $34.31\text{ }^{\circ}\text{C}$,共升高了 $10.31\text{ }^{\circ}\text{C}$,而变化最小的是 R1234yf,从 $30.12\text{ }^{\circ}\text{C}$ 上升至 $34.84\text{ }^{\circ}\text{C}$,仅升高了 $4.72\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

图 6 为使用 5 种不同工质时,传统热泵系统与 DCS 系统双排气压缩机的压缩比随环境温度的变化情况。可以发现随着环境温度的升高,压缩机的压缩比呈逐渐减小的趋势。DCS 系统的一、二级压缩比与传统热泵系统相比均大幅降低。环境温度在 $-10\sim 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 变化时,DCS 系统的一级压缩比为 $1.56\sim 7.14$,二级压缩比为 $1.53\sim 2.18$ 。当环

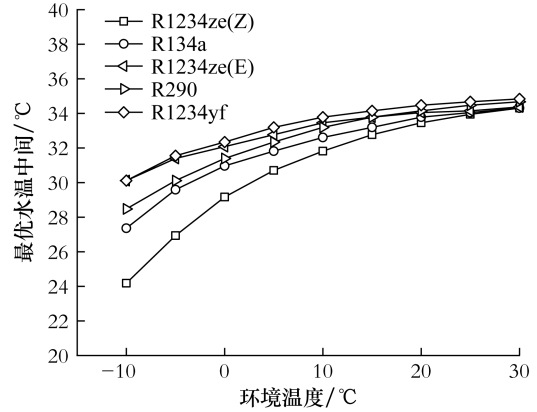


图 5 DCS 系统最优中间水温随环境温度变化

境温度为 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,采用 R1234ze(Z)的传统热泵系统压缩比为 6.31,而 DCS 系统的一级压缩比为 3.63,二级压缩比为 1.90,分别比传统热泵系统降低了 42.43% 、 69.94% 。

图 7 为使用 5 种不同工质时,压缩机单位容积制热量随环境温度的变化情况。由于传统热泵系统和 DCS 系统低压侧吸气压力均较小,密度较低,导致压缩机单位容积制热量较小。而 DCS 系统的压缩机中压吸气密度较大,因此单位容积制热量较大。以 R290 工质为例,当环境温度在 $-10\sim 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,DCS 系统压缩机的一、二级压缩过程的单位容积制热量分别比传统热泵系统提升了 $0.24\%\sim 6.07\%$ 、 $48.89\%\sim 259.10\%$ 。同时可以发现,随着环境温度的升高,传统热泵系统和 DCS 系统一级压缩过程的单位容积制热量逐渐增大,而 DCS 系统二级压缩过程的单位容积制热量变化不显著。

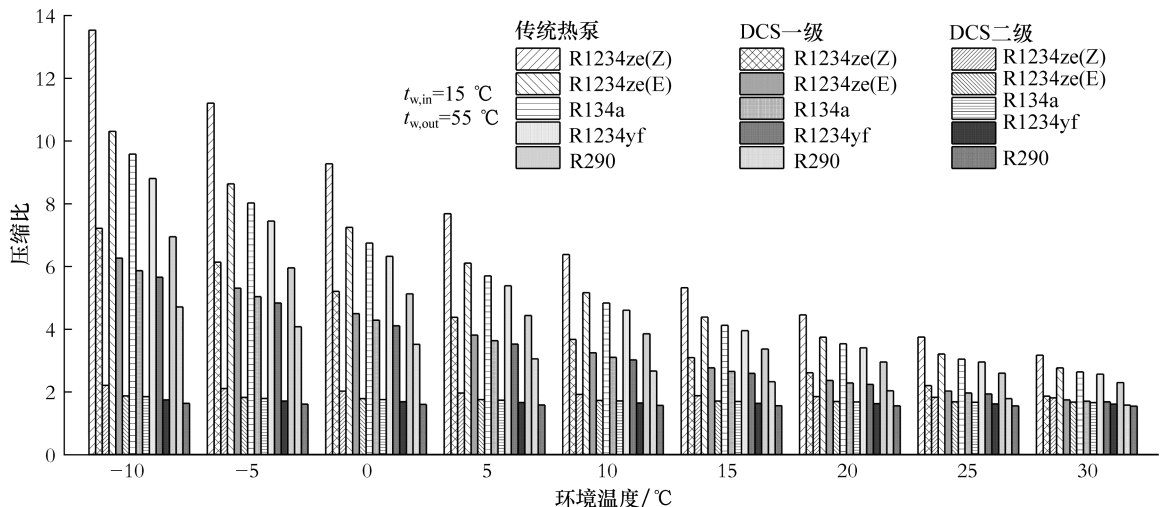


图 6 压缩机压缩比随环境温度的变化

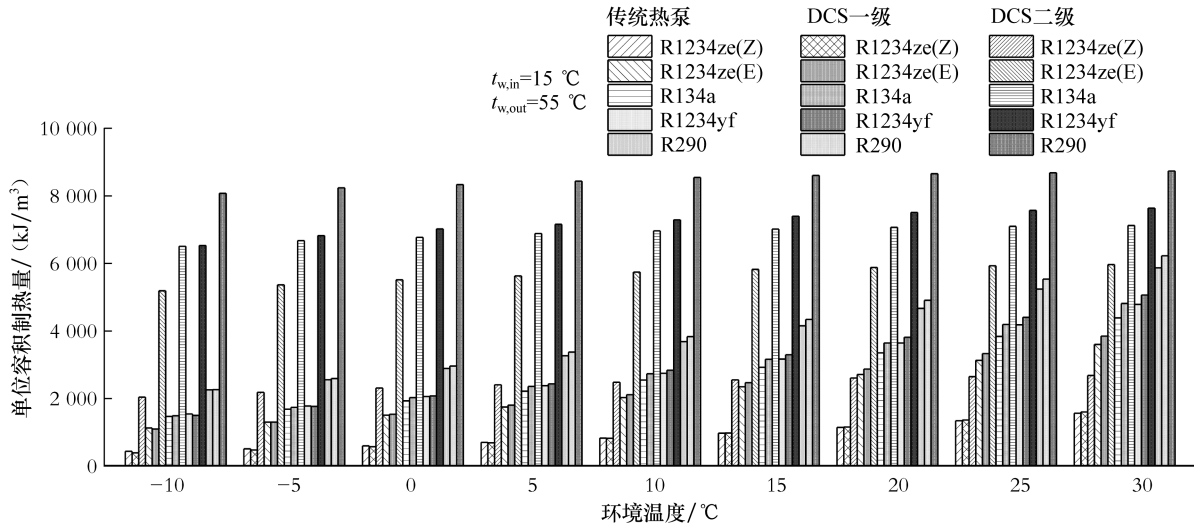


图 7 单位容积制热量随环境温度的变化

3 结论

文章提出了双排气梯级加热空气源热泵系统(DCS),并分析和比较了采用不同低GWP值工质时,DCS系统与传统热泵系统的性能,得出结论:

1) DCS系统存在最优中间水温使系统取得最大COP值,相对传统热泵系统,采用DCS系统可显著提升系统能效,最高提升22.57%。

2) DCS系统的最优中间水温随环境温度升高而升高,5种工质中最大升高10.31℃,最小升高4.72℃。

3) 与传统热泵系统相比,DCS系统的一、二级压缩比均大幅降低。采用R1234ze(Z)的DCS系统一级压缩比为3.63,二级压缩比为1.90,分别比传统热泵系统(6.31)降低了42.43%、69.94%。

4) 采用DCS系统可提升单位容积制热量。与传统热泵系统相比,DCS系统一、二级压缩的单位容积制热量分别最高提升6.07%、259.10%。

参考文献

- [1] 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)[2023-10-05]. http://www.mee.gov.cn/ywdt/hjywnews/202106/t20210621_841062.shtml.
- [2] DEYMI-DASHTEBAYAZ M, VALIPOUR-NAMANNLO S. Thermoeconomic and environmental feasibility of waste heat recovery of a data center using air source heat pump[J]. Journal of Cleaner Production, 2019, 219: 117-126.
- [3] BAMIGBETAN O, EIKEVIK T M, NEKSÅ P, et al. The development of a hydrocarbon high temperature heat pump for waste heat recovery[J]. Energy, 2019, 173: 1141-1153.
- [4] HE Y N, CAO F, JIN L, et al. Development and field test of a high-temperature heat pump used in crude oil heating[J]. Journal of Process Mechanical Engineering, 2015, 231(3): 392-404.
- [5] ARPAGAUS C, BLESS F, UHLMANN M, et al. High temperature heat pumps; market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials[J]. Energy, 2018, 152: 985-1010.
- [6] KONDOU C, KOYAMA S. Thermodynamic assessment of high-temperature heat pumps using Low-GWP HFO refrigerants for heat recovery[J]. International Journal of Refrigeration, 2015, 53: 126-141.
- [7] LEE S H, JEON Y, KIM B, et al. Simulation-based comparative seasonal performance evaluation of single-stage heat pump and modulated two-stage injection heat pump using rotary compressors with various cylinder volume ratios[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 159. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.113892.
- [8] HU B, WU D, WANG L W, et al. Exergy analysis of R1234ze(Z) as high temperature heat pump working fluid with multi-stage compression[J]. Frontiers in Energy, 2017, 11(4): 493-502.
- [9] ZHANG H W, GENG X D, SHAO S Q, et al. Performance analysis of a R134a/CO₂ cascade heat pump in severe cold regions of China[J]. Energy, 2022, 239. DOI: 10.1016/J.ENERGY.2021.122651.
- [10] MOTA-BABILONI A, MATEU-ROYO C, NAVARRO-ESBRÍ J, et al. Optimisation of high-temperature heat pump cascades with internal heat exchangers using refrigerants with low global warming

- potential[J]. *Energy*, 2018, 165: 1248-1258.
- [11] BROWN J S, ZILIO C, CAVALLINI A. The fluorinated olefin R-1234ze(Z) as a high-temperature heat pumping refrigerant[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2009, 32(6): 1412-1422.
- [12] WU D, JIANG J T, HU B, et al. Experimental investigation on the performance of a very high temperature heat pump with water refrigerant[J]. *Energy*, 2020, 190. DOI: 10.1016/j.energy.2019.116427.
- [13] YAN H Z, WU D, LIANG J Y, et al. Selection and validation on low-GWP refrigerants for a water-source heat pump[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2021, 193.
- [14] FUKUDA S, KONDOU C, TAKATA N, et al. Low GWP refrigerants R1234ze (E) and R1234ze (Z) for high temperature heat pumps[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2014, 40: 161-73.
- [15] ZHANG X D, XU H M. Experimental performance of moderately high temperature heat pump with working fluid R1234ze(Z) [J]. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 2020, 144(4): 1535-1545.
- [16] WANG Z H, WANG F H, MA Z J, et al. Investigation on the feasibility and performance of transcritical CO₂ heat pump integrated with thermal energy storage for space heating [J]. *Renewable Energy*, 2019, 134: 496-508.
- [17] CHENG J H, HE Y J, ZHANG C L. New scenario of CO₂ heat pump for space heating: automatic mode switch between modified transcritical and cascade cycle in one system[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2021, 191. DOI: 10.1016/J.APPLTHERMALENG.2021.116864.

(上接第 35 页)

- [15] LU H, ZHANG Z. Numerical and experimental investigations on the thermal performance of a data center[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 180.
- [16] 黄庆河, 曹连华, 邱靖国, 等. 基于零方程湍流模型大空间数据机房气流组织数值模拟[J]. *暖通空调*, 2016, 46(1): 73-78.
- [17] 谢孟晓, 刘金祥, 牛晓峰, 等. 数据中心机架式服务器选型对其热环境的影响及优化分析[J]. *低温与超导*, 2016, 44(8): 74-78.
- [18] FULPAGARE Y, JOSHI Y, BHARGAV A. Rack level transient CFD modeling of data center[J]. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 2018, 28(2): 381-394.
- [19] SHARMA R K, BASH C E, PATEL C D. Dimensionless parameters for evaluation of thermal design and performance of large scale data centers [C] // *Proceedings of the American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA)*, St. Louis, MO, 2002, Paper AIAA-2002-3091.
- [20] HERRLIN M K. Rack cooling effectiveness in data centers and telecom central offices: the rack cooling index (RCI) [J]. *ASHRAE Transactions*, 2005, 111(2): 725-731.
- [21] 钟景华. 《数据中心设计规范》GB50174—2017 解读——数据中心分级与选址[J]. *工程建设标准化*, 2017(12): 14-18.