

DOI: 10.13652/j.issn.1003-5788.2020.10.013

回热器与制冷工质对复叠制冷系统性能的影响

Effects of regenerator and refrigerant on performance of cascade refrigeration system

梁政 申江 韩思雨

LIANG Zheng SHEN Jiang HAN Si-yu

(天津商业大学天津市制冷技术重点实验室, 天津 300134)

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

摘要:建立了复叠制冷系统的热力学模型,对比分析了低温级冷凝温度、高温级冷凝温度以及回热器位置对R449A/CO₂、NH₃/CO₂、R404A/CO₂ 3种复叠制冷系统性能的影响。结果表明,相同低温级蒸发温度下,NH₃/CO₂系统的最佳低温级冷凝温度低于R449A/CO₂和R404A/CO₂系统的,NH₃/CO₂系统的最佳性能系数C_{OP}与R449A/CO₂的相差约2%,大幅高于R404A/CO₂系统的;复叠系统的CO₂低温级设置回热器会使系统性能降低,而高温级设置回热器,R449A/CO₂和NH₃/CO₂系统的性能下降,R404A/CO₂系统的性能提高。R449A在复叠制冷系统中性能优良,可作为低GWP冷媒推广使用。

关键词:复叠制冷系统;热力学模型;性能对比;回热器

Abstract: In order to optimize the cascade refrigeration system, the thermodynamic models of cascade refrigeration systems were established in this study, and the effects of low and high temperature stage condensation temperature, and regenerator position on the performance of R449A/CO₂, NH₃/CO₂, R404A/CO₂ cascade refrigeration systems were compared and analyzed. The results show that: at the same low temperature stage evaporation temperature, the optimal low temperature stage condensation temperature of the NH₃/CO₂ system is lower than that of the R449A/CO₂ and R404A/CO₂ systems, and the best C_{OP} of the NH₃/CO₂ system differs from R449A/CO₂ by about 2%, which is much higher than that of the R404A/CO₂ system. Adding the regenerator to the CO₂ low temperature stage of the cascade system will reduce performance of system. However, Adding the regenerator to the high temperature stage will reduce the perform-

ance of the R449A/CO₂ and NH₃/CO₂ systems and increase the performance of the R404A/CO₂ system. R449A has excellent performance in cascade refrigeration system and can be used widely as low GWP refrigerant.

Keywords: cascade refrigeration system; thermodynamic model; performance comparative; regenerator

冷链是为了保障生鲜农产品的质量和降低损耗的低温供应链系统,形成的一条由采收或捕捞后迅速预冷—冷库—冷藏运输—批发站冷库—商场冷柜—消费者冰箱组合而成的“冷链系统”^[1]。复叠制冷系统和双级压缩制冷系统可满足低温冷库大温差、宽温区的需要,而在蒸发温度较低时,复叠制冷系统的性能优于双级压缩制冷系统^[2]。

Tripathy等^[3]对NH₃/CO₂复叠制冷系统进行了热力学分析,确定了最佳性能系数C_{OP}以及最佳低温冷凝温度的数学关联式。Dubey等^[4]对CO₂/R1270的跨临界复叠制冷系统进行了理论研究,归纳出了最佳低温级冷凝温度、C_{OP}以及制冷剂质量流量比的回归方程。杨俊兰等^[5]通过模拟发现R290/CO₂系统的C_{OP}优于R404A/CO₂。张晓儒^[6]研究发现R404A/CO₂系统在高温级带回热器时性能最佳。Mishra^[7]通过建立热力学模型,对R1234ze/R1234yf、R1234ze/R134a和R1234yf/R134a 3种复叠系统进行了研究,随着低温级蒸发温度的降低,第一定律和第二定律效率增加,焓损率降低,并确定了3种复叠系统的最佳高温级蒸发温度。孙志利等^[8]研究发现,三级复叠制冷系统最主要的焓损失部件是冷凝器,冷凝器焓损失占比随蒸发温度的升高而升高,并提出了三级复叠系统最佳制冷剂组合方案为R1150/R170/R717。郭晓颖等^[9]通过EES编程,对比分析了蒸发温度、冷凝温度、冷凝蒸发传热温差对R1234yf/R744和R134a/R744两种复叠式制冷系统性能的影响。Sun

基金项目:天津市研究生科研创新项目(编号:2019YJSS106)

作者简介:梁政,男,天津商业大学在读硕士研究生。

通信作者:申江(1960—),男,天津商业大学教授,博士。

E-mail: 13920461021@139.com

收稿日期:2020-04-27

等^[10]研究发现,在高温级采用机械过冷和辅助膨胀机可以提高系统的整体性能,并对 R744/R744 复叠系统代替 R744/R717 复叠系统进行了可行性分析。Massuchetto 等^[11]建立了热力学模型,发现与使用纯制冷剂的复叠系统相比,使用混合制冷剂的 R744/RE170 复叠系统具有更好的性能。Roy 等^[12]研究发现,与 R41/R404A 系统相比,R170/R161 系统的最佳 C_{OP} 更高,压缩机耗功更低。刘寒等^[13]对自行设计的 R404A/R23 复叠制冷系统进行试验,分析了蒸发温度和冷凝温度与系统性能的规律。

目前,中国应用较多的复叠制冷系统主要是 NH_3/CO_2 和 R404A/ CO_2 复叠式制冷系统, NH_3 作为自然工质,价格低廉,臭氧破坏潜能值 (ODP) 为 0,全球变暖潜能值 (GWP) 为 0,性能优良,但 NH_3 是有毒物质并会燃烧,充注量受到了一定的限制^[14]。R404A 由于其 GWP 值高达 3 943,2020 年后在 40 t CO_2 当量以上新的制冷设备中(军用设备及 $-50\text{ }^\circ\text{C}$ 冷冻设备除外)将被禁止使用。R449A 作为 R404A 的替代制冷剂,是一款 HFOs 制冷剂,ODP 值为 0,适用于新设备安装及现有系统改造,能改善能效,减少环境破坏,GWP 值为 1 282,相比 R404A

降幅达 65%。制冷剂 CO_2 、 NH_3 、R404A、R449A 的物性参数见表 1。

文章拟建立 CO_2 复叠制冷系统数学模型, CO_2 作为低温级制冷剂,R449A、R404A、 NH_3 作为高温级制冷剂,采用控制变量法,对比分析低温级冷凝温度、高温级冷凝温度及回热器对以上 3 种系统性能的影响,旨在为复叠系统的改进升级提供依据。

1 系统概述

1.1 系统原理

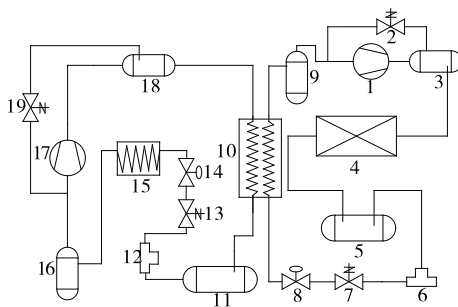
复叠制冷系统原理图如图 1 所示,分为高温级和低温级,中间由冷凝蒸发器连接,复叠制冷系统的高、低温级工作流程如下。

(1) CO_2 低温级循环:由 CO_2 气液分离器 16 气液分离后的 CO_2 蒸气进入 CO_2 压缩机 17 被压缩,再经 CO_2 油分离器 18 进入冷凝蒸发器 10 冷凝放热;冷凝后的制冷剂液体进入 CO_2 储液器 11,经 CO_2 干燥过滤器 12 干燥过滤后,由 CO_2 电子膨胀阀 14 节流为气液两相混合物后进入 CO_2 蒸发器 15 中蒸发吸热,随后从 CO_2 蒸发器 15 输

表 1 不同制冷剂的物性参数

Table 1 Physical parameter of various refrigerants

制冷剂名称	化学分子式	相对分子质量	ODP 值	GWP 值 (100 年)	临界温度/ $^\circ\text{C}$	临界压力/ MPa	标准沸点/ $^\circ\text{C}$	安全类别
R744	CO_2	44.0	0	1	31.10	7.39	-78.40	A1
R717	NH_3	17.0	0	1	132.40	11.52	-33.35	B2
R404A	R125/R134a/R143a	97.6	0	3 943	72.05	3.73	-45.74	A1
R449A	R32/R125/R1234yf/R134a	87.2	0	1 282	81.48	4.45	-46.15	A1



1. 高温级压缩机 2. 油位电磁阀 3. 油分离器 4. 高温级风冷冷凝器 5. 高温级储液器 6. 干燥过滤器 7. 供液电磁阀 8. 电子膨胀阀 9. 气液分离器 10. 冷凝蒸发器 11. CO_2 储液器 12. CO_2 干燥过滤器 13. CO_2 供液电磁阀 14. CO_2 电子膨胀阀 15. CO_2 蒸发器 16. CO_2 气液分离器 17. CO_2 压缩机 18. CO_2 油分离器 19. CO_2 油位电磁阀

图 1 复叠制冷系统原理图

Figure 1 Schematic diagram of a cascade refrigeration system

出的低温低压的气液混合物进入 CO_2 气液分离器 16 进行气液分离后被吸入 CO_2 压缩机 17,如此循环往复。

(2) 高温级循环:从冷凝蒸发器 10 输出的气液两相制冷剂经气液分离器 9 进行分离后,进入高温级压缩机 1 被压缩为高温高压蒸气,经油分离器 3 进入高温级风冷冷凝器 4 冷凝放热,冷凝后的制冷剂液体进入高温级储液器 5,再经干燥过滤器 6 干燥过滤,通过电子膨胀阀 8 节流降压后进入冷凝蒸发器 10 蒸发吸收 CO_2 低温级的冷凝热,如此循环往复。

1.2 系统模拟

对速冻和冷冻工况下的复叠制冷系统进行模拟(如表 2 所示)。分析不同运行参数对复叠制冷系统性能的影响,对比 R449A/ CO_2 、R404A/ CO_2 、 NH_3/CO_2 复叠制冷系统在不同工况下的性能表现。为提高低温工况下复叠制冷系统的性能,在系统中设置回热器是较常见的优化方式,分别在复叠制冷系统低温级和高温级设置回热器以研究回热器位置对系统性能的影响,工况参数如表 3 所示。图 2 分别为低温级带回热器和高温级带回热器的

原理图。

2 热力学模型的建立

根据质量守恒和能量守恒原理建立复叠制冷系统的热力学模型,对该系统循环进行理论计算,复叠制冷系统低温级与高温级工作流程的压焓图如图3所示。6→1为CO₂在低温级蒸发器中等压蒸发吸收外界热量的过程,1→2为CO₂进入低温级压缩机吸气口前的过热过程,2→3为低温级压缩机理论等熵压缩过程,2→3'为低温级压缩机实际等熵压缩过程,3'→4为CO₂在冷凝蒸发器中冷却冷凝并将热量释放给高温级系统的过程,4→5为CO₂节流前过冷的过程,5→6为CO₂通过节流阀等焓节流过程;12→7为高温级制冷剂在冷凝蒸发器中等压蒸发吸收低温级系统冷却冷凝热量的过程,7→8为制冷剂进入高温级压缩机吸气口前的过热过程,8→9为高温级压缩机理论等熵压缩过程,8→9'为高温级压缩机实际等熵压缩过程,9'→10为制冷剂在高温级冷凝器中冷却冷凝并将热量释放给外界冷却介质的过程,10→11为高温级制冷剂节流前的过冷过程,11→12为高温级制冷剂通过节流阀等焓节流过程。利用 Matlab 编写模拟程序,调用 Refprop9.1 中的 CO₂、NH₃、R404A 及 R449A 的物性参数。为简化理论分析过程,进行如下假设:① 复叠制冷系统各部件状态稳定;② 高、低温压缩机压缩过程均为等熵压缩;③ 管道及换热器内制冷剂流动的动能变化、阻力损失忽略不计;④ 节流过程焓值不变;⑤ 除蒸发器和冷凝器外,制冷剂与环境之间不发生热交换,回热器和冷凝蒸

发器换热过程无能量损失。

低温系统制冷剂质量流量:

$$q_{mL} = Q_L / (h_1 - h_6), \quad (1)$$

式中:

q_{mL} ——低温系统制冷剂质量流量,kg/s;

Q_L ——低温系统制冷量,kW;

h_1 ——低温系统蒸发器出口焓值,kJ/kg;

h_6 ——低温系统蒸发器进口焓值,kJ/kg。

低温压缩机理论耗功 W_{Ls} :

$$W_{Ls} = q_{mL} (h_3 - h_2), \quad (2)$$

式中:

W_{Ls} ——低温压缩机理论耗功,kW;

h_3 ——低温系统压缩机出口理论焓值,kJ/kg。

低温压缩机实际耗功 W_L :

$$W_L = W_{Ls} / \eta_L, \quad (3)$$

式中:

W_L ——低温压缩机实际耗功,kW;

η_L ——低温系统压缩机等熵效率。

表 2 不带回热器的复叠制冷系统模拟工况

Table 2 Simulation conditions of cascade refrigeration system without regenerator °C

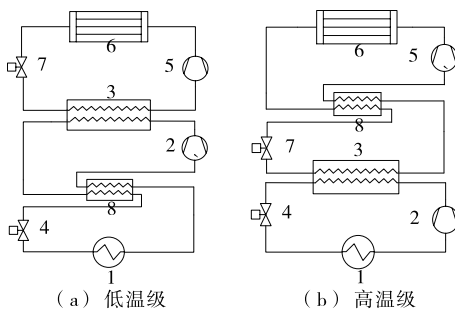
工况	低温级蒸发温度 t_e	冷凝蒸发器传热温差	高温级冷凝温度 t_c	过冷度	过热度
1	-45, -25	5	35	5	5
2	-45, -25	5	30~40	5	5

表 3 带回热器的复叠制冷系统模拟工况[†]

Table 3 Simulation conditions of cascade refrigeration system with regenerator °C

工况	低温级蒸发温度 t_e	冷凝蒸发器传热温差	高温级冷凝温度 t_c	低温级回热器过冷度	高温级回热器过冷度
3 低温级带回热器	-45, -25	5	35	0~6	
4 高温级带回热器	-45, -25	5	35		0~6

[†] 假设有回热器的复叠制冷系统中,除回热器产生的过冷度和过热度外,系统其他部分的过冷度和过热度均为 0 °C。



1. 蒸发器 2. 低温级压缩机 3. 冷凝蒸发器 4. 节流阀 5. 高温级压缩机 6. 冷凝器 7. 节流阀 8. 回热器

图 2 带回热器的复叠制冷系统原理图

Figure 2 Schematic diagram of a cascade refrigeration system with regenerator

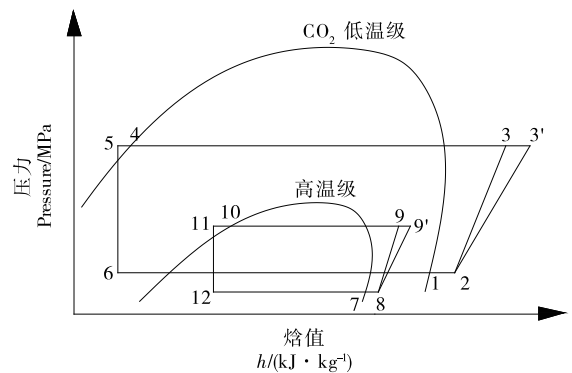


图 3 复叠制冷系统压焓图

Figure 3 $P-h$ diagram of R449A/CO₂ cascade refrigeration system

低温系统性能系数 C_{OP_L} :

$$C_{OP_L} = Q_L / W_L, \quad (4)$$

式中:

C_{OP_L} —— 低温系统性能系数。

低温系统热负荷 $Q_{L,cond}$:

$$Q_{L,cond} = q_{mL}(h_{3'} - h_4), \quad (5)$$

式中:

$h_{3'}$ —— 低温系统压缩机出口焓值, kJ/kg;

h_4 —— 冷凝蒸发器低温级出口焓值, kJ/kg。

高温系统制冷剂质量流量:

$$q_{mH} = Q_{L,cond} / (h_7 - h_{12}), \quad (6)$$

式中:

q_{mH} —— 高温系统制冷剂质量流量, kg/s;

h_7 —— 高温系统蒸发器出口焓值, kJ/kg;

h_{12} —— 高温系统蒸发器进口焓值, kJ/kg。

高温压缩机理论耗功 W_{Hs} :

$$W_{Hs} = q_{mH}(h_9 - h_8), \quad (7)$$

式中:

W_{Hs} —— 高温压缩机理论耗功, kW;

h_9 —— 高温系统压缩机出口理论焓值, kJ/kg。

高温系统压缩机实际耗功 W_H :

$$W_H = W_{Hs} / \eta_H, \quad (8)$$

式中:

W_H —— 高温系统实际耗功, kW;

η_H —— 高温系统压缩机等熵效率。

高温系统性能系数 COP_H :

$$COP_H = Q_{L,cond} / W_H, \quad (9)$$

式中:

COP_H —— 高温系统性能系数。

复叠制冷系统性能系数 COP :

$$COP = Q_L / (W_H + W_L), \quad (10)$$

式中:

COP —— 复叠制冷系统性能系数。

3 结果与讨论

3.1 低温级冷凝温度对不带回热器的复叠制冷系统性能的影响

由图 4 可知,一定蒸发温度和冷凝温度下,随着低温级冷凝温度的增大,复叠系统的 COP 先增大后减小,是因为随着低温级冷凝温度的增大,系统低温级蒸发温度不变,低温级压缩机压比增大,所以 CO_2 低温级压缩机耗功增大;同理,高温级蒸发温度随低温级冷凝温度的增大而增大,而系统高温级冷凝温度不变,高温级压缩机压比减小,所以高温级压缩机耗功减小,因系统制冷量保持不变,当压缩机总耗功在某一点到达最小值时系统性能最优。当低温级蒸发温度 $-45\text{ }^\circ\text{C}$ 时, NH_3/CO_2 、 $R449A/CO_2$ 、 $R404A/CO_2$ 的最佳低温级冷凝温度分别为 -21 、 -20 、 $-14\text{ }^\circ\text{C}$; 当低温级蒸发温度 $-25\text{ }^\circ\text{C}$ 时, NH_3/CO_2 、 $R449A/CO_2$ 、 $R404A/CO_2$ 的最佳低温级冷凝温度分别为 -11 、 -10 、 $-5\text{ }^\circ\text{C}$ 。 NH_3/CO_2 系统的最佳低温级冷凝温度小于 $R449A/CO_2$ 和 $R404A/CO_2$ 系统。对比 3 种系统的性能系数, NH_3/CO_2 系统的 COP 优于 $R449A/CO_2$ 和 $R404A/CO_2$ 系统; 当低温级蒸发温度 $-45\text{ }^\circ\text{C}$ 时, NH_3/CO_2 系统的最佳 COP 分别比 $R449A/CO_2$ 和 $R404A/CO_2$ 系统高 1.82% 、 7.34% ; 当低温级蒸发温度 $-25\text{ }^\circ\text{C}$ 时, NH_3/CO_2 系统的最佳 COP 分别比 $R449A/CO_2$ 和 $R404A/CO_2$ 系统高 2.09% 、 7.19% 。

3.2 高温级冷凝温度对不带回热器的复叠制冷系统性能的影响

由图 5 可知,不同高温级制冷剂复叠系统的 COP 随高温级冷凝温度的增大而下降,是因为在低温级蒸发温度不变时,复叠系统低温级制冷量不变,高温级冷凝温度升高,高温级压缩机排气压力增大,压比增大,使得高温级压缩机耗功增加,系统总耗功增加。 NH_3/CO_2 与 $R449A/CO_2$ 系统的性能接近,当蒸发温度为 $-45\text{ }^\circ\text{C}$ 时,差距为 $0.98\% \sim 4.49\%$; 当蒸发温度为 $-25\text{ }^\circ\text{C}$ 时,差距为

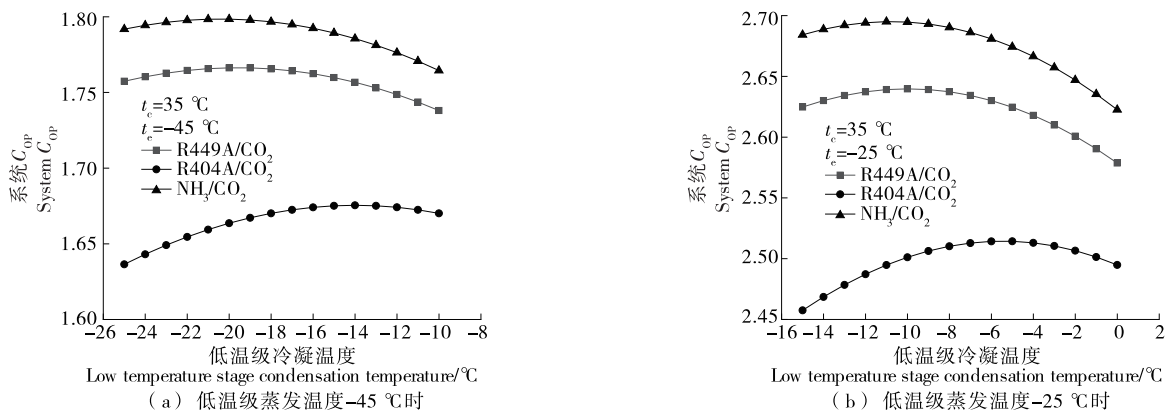


图 4 复叠制冷系统 COP 随低温级冷凝温度的变化

Figure 4 Variation of cascade refrigeration system COP with low temperature stage condensation temperature

1.35%~4.99%。-25℃时3种复叠系统的 C_{OP} 相比-45℃时均大幅提升,是因为实际运行中蒸发温度提高,复叠系统制冷量和低温级压缩机耗功均减小,但制冷量的减小程度远小于压缩机耗功的减小程度,所以系统 C_{OP} 提高。当高温级冷凝温度从30℃变化到40℃,低温级蒸发温度为-45℃时,R449A/CO₂、R404A/CO₂、NH₃/CO₂系统的 C_{OP} 分别下降了16.47%,16.39%,13.56%;当低温级蒸发温度为-25℃时,R449A/CO₂、R404A/CO₂、NH₃/CO₂系统的 C_{OP} 分别下降了19.66%,19.35%,16.77%。实际应用中,应尽量降低复叠系统的高温级冷凝温度。

3.3 回热过冷度对低温级带回热器的复叠制冷系统性能和回热过热度的影响

由图6可知,低温级带回热器的复叠制冷系统的 C_{OP} 随回热过冷度的增大而降低。制冷系统的回热过冷度增大会使单位制冷量增加,但回热过热度同样也会增大,使得压缩机吸气比体积增大,系统制冷剂流量减少,压缩机单位耗功增加,当采用不同制冷剂时,系统 C_{OP} 表现出不同的变化趋势,制冷系统性能系数可能增大,也可能减小。对于低温级采用CO₂的复叠系统,低温级回热过冷

度增大,使得低温级回热过热度增大,并且由于液体的比热始终大于气体的比热,回热过热度始终大于回热过冷度。根据能量守恒定律,低温级压缩机耗功增加,高温级系统制冷量增加,高温级压缩机耗功增加,但复叠系统的制冷量增加值小于压缩机耗功的增加值,因此低温级采用CO₂作为制冷剂的复叠系统性能下降。经计算,回热过冷度每提高1℃,当低温级蒸发温度-45℃时,R449A/CO₂、R404A/CO₂、NH₃/CO₂系统的 C_{OP} 分别下降约0.22%,0.26%,0.21%;当低温级蒸发温度-25℃时,R449A/CO₂、R404A/CO₂、NH₃/CO₂系统的 C_{OP} 分别下降约0.17%,0.21%,0.14%。而采用CO₂作为低温级制冷剂的复叠系统,在低温级设置回热器对其性能不利,但影响不大。

3.4 回热过冷度对高温级带回热器的复叠制冷系统性能和回热过热度的影响

由图7可知,当采用不同高温级制冷剂时,复叠制冷系统的 C_{OP} 随回热过冷度增加的变化趋势不同,一定低温级蒸发温度下,低温级系统制冷量不变,高温级系统性能是影响复叠制冷系统性能的主要因素,而高温级采用的制冷剂不同,回热器对其系统性能的影响也不同。经

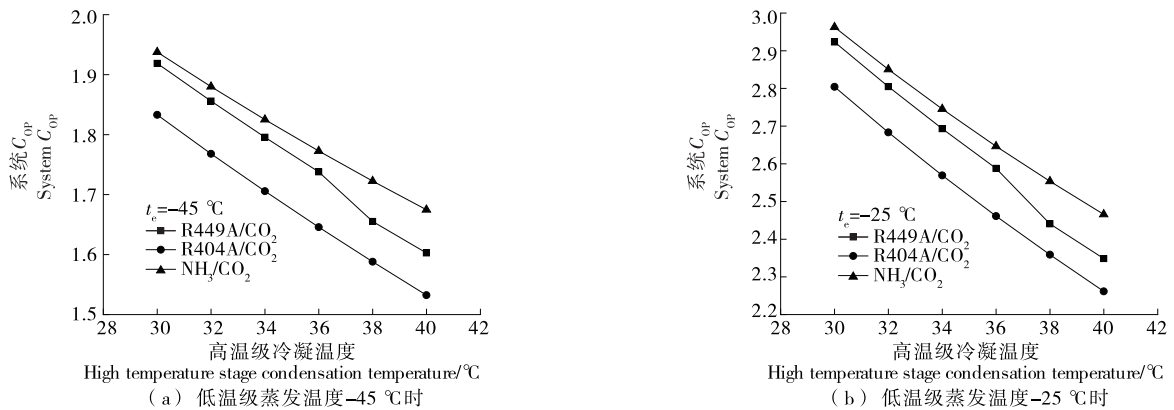


图5 复叠制冷系统 C_{OP} 随高温级冷凝温度的变化

Figure 5 Variation of cascade refrigeration system C_{OP} with high temperature stage condensation temperature

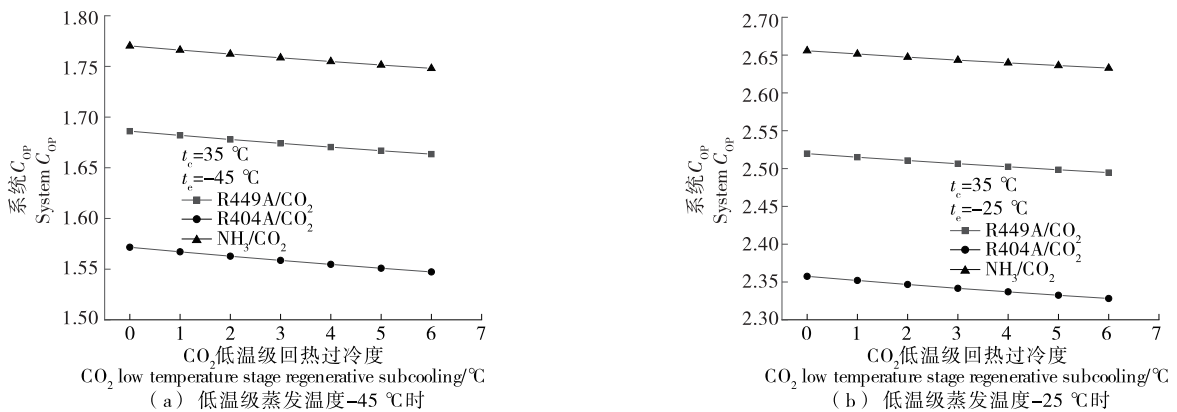
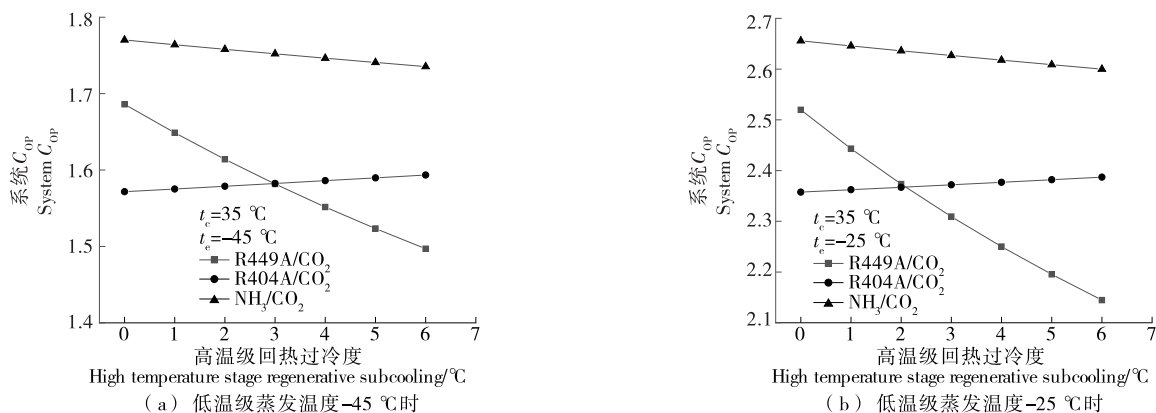


图6 复叠制冷系统 C_{OP} 随低温级回热过冷度的变化

Figure 6 Variation of cascade refrigeration system C_{OP} with low temperature stage regenerative subcooling

图 7 复叠制冷系统 C_{OP} 随高温级回热过冷度的变化Figure 7 Variation of cascade refrigeration system C_{OP} with high temperature stage regenerative subcooling

计算,回热过冷度每提高 $1\text{ }^{\circ}\text{C}$,当低温级蒸发温度为 $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,R449A/ CO_2 、 NH_3/CO_2 系统的 C_{OP} 分别下降约 1.96% 、 0.33% ,R404A/ CO_2 系统的 C_{OP} 增加约 0.23% ;当低温级蒸发温度为 $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,R449A/ CO_2 、 NH_3/CO_2 系统的 C_{OP} 分别下降约 2.65% 、 0.35% ,R404A/ CO_2 系统的 C_{OP} 增加约 0.21% 。低温级蒸发温度 $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$ 下,当高温级回热过冷度 $>3\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,R449A/ CO_2 系统性能低于 R404A/ CO_2 系统;低温级蒸发温度 $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 下,当高温级回热过冷度 $>2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,R449A/ CO_2 系统性能低于 R404A/ CO_2 系统。说明高温级设置回热器对 R449A/ CO_2 系统的性能有很大损害,实际中应避免在 R449A 系统中设置回热器,R404A/ CO_2 系统性能小幅提升, NH_3/CO_2 系统性能小幅降低。

4 结论

对比分析了 R449A/ CO_2 、R404A/ CO_2 、 NH_3/CO_2 复叠制冷系统在不同工况下的性能表现,并模拟了回热器对 3 种复叠制冷系统性能的影响,得出以下结论。

(1) 复叠制冷系统存在最佳的低温级冷凝温度,且 NH_3/CO_2 系统的最佳低温级冷凝温度小于 R449A/ CO_2 和 R404A/ CO_2 系统。当低温级蒸发温度为 $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, NH_3/CO_2 系统的最佳性能系数 C_{OP} 分别比 R449A/ CO_2 和 R404A/ CO_2 系统高 1.82% 、 7.34% ;当低温级蒸发温度为 $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, NH_3/CO_2 系统的最佳 C_{OP} 分别比 R449A/ CO_2 和 R404A/ CO_2 系统高 2.09% 、 7.19% 。

(2) 高温级冷凝温度增大,3 种复叠系统 C_{OP} 都有大幅度的下降; NH_3/CO_2 与 R449A/ CO_2 系统的性能相近,当蒸发温度为 $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,差距为 $0.98\% \sim 4.49\%$;当蒸发温度为 $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,差距为 $1.35\% \sim 4.99\%$ 。

(3) 在 CO_2 低温级设置回热器,复叠系统的 C_{OP} 小幅降低,对复叠系统性能影响不大。在复叠系统高温级设置回热器,R449A/ CO_2 系统的 C_{OP} 大幅下降,R404A/ CO_2 系统的 C_{OP} 增加, NH_3/CO_2 系统的 C_{OP} 小幅降低。后续可在

热力学模型中研究回热效率对复叠系统性能的影响。

(4) 相比于 R404A,采用 R449A 作为高温级制冷剂的系统性能更优越,对环境也更友好。与 NH_3/CO_2 系统的性能相近,R449A/ CO_2 可在安全等级要求更高的场所替代 NH_3/CO_2 系统,具有良好的应用前景。

参考文献

- [1] 李康,郑建国,伍大清.生鲜农产品冷链管理及关键技术研究进展[J].食品与机械,2015,31(6):233-237.
- [2] 郭耀君,谢晶,朱世新,等.双级压缩与复叠式压缩制冷系统的技术经济分析[J].化工进展,2015,34(8):3194-3201.
- [3] TRIPATHY S, JENAJ. Thermodynamic analysis of a cascade refrigeration system based on carbon dioxide and ammonia[J]. International Journal of Engineering Research and Applications, 2014, 4(7): 24-29.
- [4] DUBEY A M, KUMAR S, AGRAWAL G D. Thermodynamic analysis of a transcritical CO_2 /propylene (R744/R1270) cascade system for cooling and heating applications[J]. Energy Conversion and Management, 2014, 86: 774-783.
- [5] 杨俊兰,李久东,唐嘉宝.两种 CO_2 复叠式制冷系统的性能分析[J].流体机械,2017,45(10):83-85,50.
- [6] 张晓儒.回热器对复叠式制冷系统性能影响的理论分析与实验研究[D].天津:天津商业大学,2017:19-22.
- [7] MISHRA R S. Performance parameters optimization of cascade refrigeration system using ecofriendly refrigerants[J]. International Journal of Research in Engineering and Innovation, 2018, 2(6): 602-609.
- [8] 孙志利,王启帆,谢志远,等.三级复叠式制冷系统低温级制冷剂的应用分析[J].热科学与技术,2018,17(6):481-488.
- [9] 郭晓颖,王洪利,韩建明,等.R1234yf/R744 和 R134a/R744 两种复叠循环性能对比[J].低温与超导,2019,47(7):77-81,86.

(下转第 86 页)

罐体流场和温度场进行计算对比。结果表明:送风管中合理布置环形挡风圈导流板,在小幅度提高流阻的前提下能够增加球罐内部气流向罐内四周流动,整个球罐温度场和速度场的气流均匀性得到有效改善,茶叶做青温度均匀及增加通风对流能有效提升茶叶品质,有利于茶叶摇青工艺。

(3) 球罐型 360°茶叶摇青机风管加装导流板,球罐内部不同点的实测最高温度与最低温度相差 2 K,球罐内气流分布均匀,与模拟仿真结果相吻合。在相同做青工艺参数(吹风时间、摇青时间、晾青时间、做青次数)下,新机型茶叶做青品质明显优于传统滚筒式摇青机,茶叶品质提升了一个等级。

(4) 球罐型 360°茶叶摇青机送风管结构还有待优化,如进一步优化风管中第 2 块导风圈的尺寸以及与第 3 块导风圈轴向距离,可以改善此区域送风管周边的流场。此外,在送风管内外部加倾斜式的导风板,可改善罐体内气流流动,避免顶部气流冲向罐底部。

参考文献

[1] 金心怡,郭雅玲,孙云,等. 摇青不同机械力对青叶理化变化及乌龙茶品质的影响[J]. 福建农业大学学报, 2003, 32(2): 201-204.

[2] 刘宝顺,占仕权,刘欣,等. 武夷岩茶制茶环境与品质[J]. 农产品加工, 2016(11): 54-56.

[3] 王赞,郭雅玲. 做青工艺对乌龙茶特征香气成分影响的研究

进展[J]. 食品安全质量检测学报, 2017, 8(5): 1 603-1 609.

[4] 黄意生. 武夷岩茶现代做青技术研究[J]. 福建茶叶, 2015, 37(1): 11-14.

[5] 黄志政,刘安兴,杨林海. 武夷岩茶机械做青技术探讨[J]. 蚕桑茶叶通讯, 2019(4): 19-23.

[6] 周子维,游芳宁,刘彬彬,等. 摇青机械力对乌龙茶脂肪族类香气形成的影响[J]. 食品科学, 2019, 40(13): 52-59.

[7] 郝志龙,陈济斌,金心怡,等. 乌龙茶振动做青设备研制与做青环境调控性能试验[J]. 农业工程学报, 2013, 29(10): 269-275.

[8] KNOPP T, AALRUTZ T, SCHWAMBORN D. A grid and flow adaptive wall-function method for RANS turbulence modelling[J]. Journal of Computational Physics, 2005, 220(1): 19-40.

[9] 于洋,李若兰,夏治新,等. 热风式枸杞烘干机烘干室结构优化及流场分析[J]. 农机化研究, 2019(9): 214-221.

[10] 张立贤,刘庆鑫. 烟风道布置低温省煤器流场均匀性分析[J]. 东北电力大学学报, 2020, 40(3): 88-92.

[11] 虞文俊,吴瑞梅,李红,等. 基于 Fluent-EDEM 耦合的茶叶红外杀青机滚筒内流场数值模拟[J]. 食品与机械, 2019, 35(8): 104-120.

[12] ROMERO V M, CERESO E, GARCIA M I, et al. Simulation and validation of vanilla drying process in an indirect solar dryer prototype using CFD fluent program[J]. Energy Procedia, 2014, 57: 1 651-1 658.

[13] 施兆鹏. 茶叶审评与检验: 第 4 版[M]. 北京: 中国农业出版社, 2010: 85-89.

(上接第 52 页)

[10] MCKAY M, BAUER F F, PANZERI V, et al. Perceptual interactions and characterisation of odour quality of binary mixtures of volatile phenols and 2-isobutyl-3-methoxypyrazine in a red wine matrix[J]. Journal of Wine Research, 2020, 31(1): 49-66.

[11] 张敏,甘瑛琳,吴恩宁,等. 连续流动注射分析法同时测定水中挥发酚、氧化物及阴离子合成洗涤剂[J]. 医学动物防制, 2020, 36(4): 404-407.

[12] 陈慧玲,毛丽莎,许欣欣,等. 间隔流动分析法同时检测生活饮用水中的挥发酚类和氧化物[J]. 食品安全质量检测学

报, 2019, 10(20): 6 997-7 000.

[13] 柴丽月,钟惠英,柳海,等. 宁波市水产品中挥发酚含量分析[J]. 中国渔业质量与标准, 2015, 5(1): 61-65.

[14] 王红梅,李小定,熊善柏,等. 直接蒸馏/4-氨基安替比林法检测淡水鱼体内挥发酚的含量[J]. 食品科学, 2011, 32(4): 196-199.

[15] 林凯,罗若荣,陈裕华,等. 间隔流动注射分析仪测定鱼中挥发酚的实验研究[J]. 职业与健康, 2009, 25(9): 925-926.

[16] 罗若荣,林凯,陈方舟,等. 深圳市不同鱼体中挥发酚污染及评价[J]. 中国公共卫生, 2008(6): 689-690.

(上接第 70 页)

[10] SUN Zhi-li, WANG Qi-fan, SU Dan-dan, et al. Comparative analysis of thermodynamic performance of CO₂ cascade refrigeration system assisted with expander and mechanical subcooling[J]. International Journal of Energy Research, 2019, 43(14): 7 891-7 907.

[11] MASSUCHETTO L H P, DO NASCIMENTO R B C, DE CARVALHO SM R, et al. Thermodynamic performance evaluation of a cascade refrigeration system with mixed refrigerants: R744/R1270, R744/R717 and R744/RE170[J].

International Journal of Refrigeration, 2019, 106: 201-212.

[12] ROY R, MANDAL B K. Energetic and exergetic performance comparison of cascade refrigeration system using R170/R161 and R41/R404A as refrigerant pairs[J]. Heat and Mass Transfer, 2019, 55(3): 723-731.

[13] 刘寒,谢晶,王金锋. R404A/R23 复叠式超低温制冷系统试验[J]. 食品与机械, 2019, 35(9): 111-115, 121.

[14] 董晓强,李坤,刘玉婷,等. 氨制冷机房氨气泄漏扩散的数值模拟[J]. 制冷学报, 2017, 38(6): 12-19.