

自复叠制冷循环双温冰箱设计的理论研究

晏刚, 颜俊, 王维, 钱伟, 任娜颖

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为了给冰箱提供不同的间室温度来满足储存要求, 将采用非共沸混合制冷剂的自复叠制冷循环应用于双温冰箱系统, 研究了两间室蒸发器出口温度、冷凝器出口温度、冷藏室与冷冻室制冷量比例及冷凝蒸发器高压侧出口过冷度的变化对冰箱系统优化设计的影响. 结果表明: 系统性能系数随着冷藏室和冷冻室蒸发器出口温度的降低、冷凝器出口温度的升高而减小; 提高两间室制冷量的比例可增大性能系数, 但压缩机耗功和压力比也同时增大; 增大冷凝蒸发器高压端出口侧制冷剂的过冷度可以减小压缩机耗功, 提高系统性能系数. 研究结果对于自复叠双温冰箱的实际推广提供了参考.

关键词: 自复叠制冷循环; 双温冰箱; 混合制冷剂

中图分类号: TB657.4 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2008)05-0551-05

Theoretical Study on Design of Two-Stage Temperature Refrigerator Using Auto-Cascade Refrigeration Cycle

YAN Gang, YAN Jun, WANG Wei, QIAN Wei, REN Nuoying

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A two-stage temperature refrigerator using auto-cascade refrigeration cycle and non-azeotropic mixture refrigerant was proposed. The system parameters including the outlet temperatures of the evaporators and the condenser, the refrigerating capacity ratio of the two compartments and the subcooling degree at outlet of the evaporative condenser were analyzed to optimize the design of the refrigerator. The results show that as the outlet temperatures of the fridge evaporator and the freezer evaporator decrease, or the condensation temperature increases, the coefficient of performance (C_{COP}) decreases. Moreover, increasing the refrigerating capacity ratio can improve the system C_{COP} but the compressor power consumption and the pressure ratio increases. In addition, as the subcooling degree at the high-pressure outlet of the evaporative condenser increases, the compressor power decreases and the system C_{COP} rises.

Keywords: auto-cascade refrigeration cycle; two-stage temperature refrigerator; mixture refrigerant

符 号 表

ϵ	压缩机的压力比	t_{e1}	冷藏室蒸发器的出口温度, $^{\circ}\text{C}$	p_c	冷凝压力, kPa
C_{COP}	系统的性能系数	t_{e2}	冷冻室蒸发器的出口温度, $^{\circ}\text{C}$	W_c	压缩机功率, W
Q_c	冷藏室的制冷量, W	t_c	冷凝器的出口温度, $^{\circ}\text{C}$	Δt	过冷度

由于不同储物对储存温度的要求不同, 需要一套冰箱装置提供 2 级或多级间室温度^[1]. 以双温冰

箱为例, 传统的双温冰箱都设有 2 个储存温区: 冷藏室和冷冻室, 冷藏室的温度在 5°C 左右, 冷冻室的温

度在 $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以下.双温间室的设计虽然可以更好地满足不同食品的储存温度,但目前仍广泛使用的传统双温冰箱循环只提供一级与冷冻室温度相匹配的蒸发温度 $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 左右,造成冷藏室内蒸发器的传热过程存在较大的传热温差,使得整个系统的有效能利用系数降低,并且过低的蒸发温度造成冷藏室中货物干耗增加,加速了果菜的老化过程.

为了满足冰箱多温区的要求并降低有效能的损失,众多科研机构 and 家电公司都纷纷推出解决方案,新型冰箱不断问世:利用非共沸混合工质定压蒸发时的温度滑移,可以降低蒸发温度与冷冻室、冷藏室的传热温差^[2];双循环制冷系统也称为双温双控系统,通过电磁阀控制循环制冷剂流向冷藏室或冷冻室,在冷冻室及冷藏室蒸发器中,制冷剂分别在不同的压力下以不同的蒸发温度蒸发制冷,但系统无法满足2个间室同时制冷的要求,并且控制系统复杂^[3];压缩/喷射式混合制冷循环利用冷藏室蒸发器的回气作为喷射器的工作蒸气,来引射冷冻室的蒸发器回气,制冷剂在2个蒸发器中的蒸发温度也不同,但喷射器的工作性能不稳定并且加工较困难^[4].

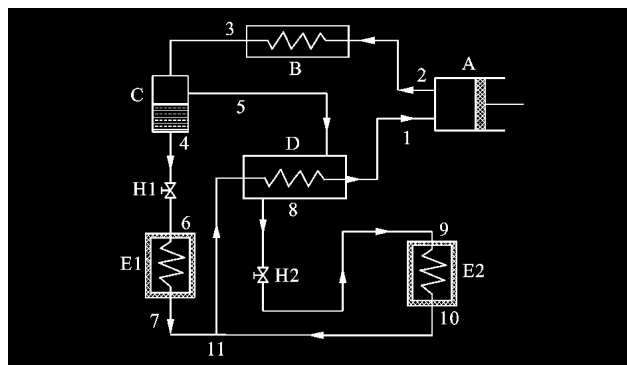
自复叠制冷循环是利用非共沸混合工质在相平衡时气、液相成分不同的特点,通过冷凝器和气液分离器将高沸点工质和低沸点工质分离并进入2个制冷循环进行复叠^[5].目前,自复叠制冷循环是 $-120\sim-80\text{ }^{\circ}\text{C}$ 低温冰箱采用的主要制冷循环,但这类冰箱基本上只提供单个间室温度,并没有推广应用到多温冰箱系统.现在众多学者对自复叠制冷循环的研究主要集中在改进循环流程和选择新型制冷剂上,文献[6]将精馏装置应用到自复叠制冷系统中,能够简化系统结构,有效分离非共沸混合工质.文献[7]在理论上分析了 CO_2 和烷烃组成的混合制冷剂应用于自复叠制冷系统的可行性,分析研究了制冷剂不同配比对系统性能的影响.文献[8]对非共沸混合制冷剂 $\text{CO}_2/\text{R134a}$ 和 $\text{CO}_2/\text{R290}$ 应用于自复叠制冷系统的性能进行了模拟和实验研究,该系统能够有效地降低 CO_2 作为制冷剂时系统的高压端压力,但提高系统 C_{COP} 是未来需要解决的问题.文献[9]采用多级精馏装置,将每一级分馏后的制冷剂引出用于制冷,从而实现了一个制冷系统中同时制取多种温度;文献[10-11]中提出了系统流程方案并对其应用于船舶多温冷库系统进行了理论分析.

本文作者将自复叠制冷循环用于多温冰箱系统,同时为不同间室提供相应的蒸发温度.双温冰箱的系统流程如图1所示,它使用非共沸混合工质

$\text{R600a}/\text{R32}$ (质量比为70/30),可以为冷藏室和冷冻室在相同的蒸发压力下分别提供 -5 和 $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的蒸发器出口温度,具有合适的压缩机压力比和系统 C_{COP} ,并且系统运行稳定,控制方便.

冰箱在运行过程中由于外界环境温度和储物量的变化总会影响其运行工况,在推广新型冰箱前必须针对不同的运行工况进行设计分析.本文主要研究了系统性能系数 C_{COP} (冷藏室、冷冻室的制冷量之和与压缩机功率之比)、压缩机压力比 ϵ 和压缩机功率 W .在不同系统参数下的变化规律,这些参数包括冷藏室和冷冻室的蒸发器出口温度、冷凝器出口温度、冷藏室制冷量与冷冻室制冷量之比和冷凝蒸发器高压侧出口制冷剂的过冷度.

参考目前家用双温冰箱的间室温度,采用图1所示系统流程的自复叠双温冰箱标准工作状态参数规定如下:冷凝器的出口温度 t_3 为 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$,冷冻室蒸发器的出口温度 t_{10} 为 $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$,冷冻室蒸发器出口的制冷剂处于饱和状态,冷藏室蒸发器的出口温度 t_7 为 $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$,冷藏室蒸发器出口制冷剂处于两相区,冷凝蒸发器高压侧出口过冷度为 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$,冷冻室制冷量为 100 W ,取压缩机绝热效率为 0.75 .由于混合工质的热力性质计算对于理论循环的计算非常重要,为了保证计算结果的可靠性,采用美国国家标准技术研究所开发的NIST REFPROP 7.0数据库软件,在热力计算时编程调用其内部热物性计算函数进行计算.



A:压缩机;B:冷凝器;C:气液分离器;D:冷凝蒸发器;
E1:冷藏室蒸发器;E2:冷冻室蒸发器;H1、H2:
节流阀;1~11:循环过程中各状态点

图1 采用自复叠循环的双温冰箱系统流程图

1 蒸发器和冷凝器出口温度变化对系统设计的影响

电冰箱多元化控温的要求需要其间室温度能够根据储物的不同进行调节,为了提高能源利用率,蒸

发温度也要做相应的变化,这就需要研究蒸发温度改变时对系统性能的影响.表1列出了使用混合工质 R600a/R32 质量比为 70/30 的自复叠双温冰箱在冷凝器出口温度不变、冷冻室和冷藏室蒸发器出口温度改变时系统主要性能参数的变化.

表1 冷藏室和冷冻室蒸发器出口温度对系统性能的影响

$t_{e1}/^{\circ}\text{C}$	$t_{e2}/^{\circ}\text{C}$	ε	p_c/kPa	Q_c/W	W_c/W	C_{COP}
-5	-30	12.46	1 516	170.4	214.9	1.26
-10	-30	12.46	1 516	165.8	213.2	1.25
-5	-35	15.84	1 516	174.3	243.0	1.13
-10	-35	15.84	1 516	169.6	241.1	1.12
-15	-30	12.46	1 516	161.2	211.4	1.24
-15	-35	15.84	1 516	165.0	239.1	1.11

从表1可以看出,当冷冻室和冷藏室蒸发器出口温度同时降低或者单独降低时,系统 C_{COP} 降低;当冷冻室蒸发器出口温度下降时, W_c 、 ε 迅速升高,这是因为其温度降低使得系统低压侧压力下降,压缩机吸气温度减小,导致压缩机压力比和耗功增大.冷藏室制冷量 Q_c 随着冷藏室蒸发器出口温度的下降而减小,随着冷冻室蒸发器出口温度的下降而增大.分析其原因是:冷藏室蒸发器出口温度下降导致蒸发器进、出口制冷剂温升减小,而制冷剂流量基本不变,则冷藏室制冷量下降;冷冻室蒸发器的出口温度下降导致系统低压侧压力下降,使得冷藏室蒸发器的入口温度下降,则冷藏室蒸发器进、出口制冷剂温升增大,冷藏室制冷量上升.

冷凝器的有效换热需要保证与环境有一定的传热温差,如果冷凝器出口温度比环境温度高很多,就会增加压缩机的温度负荷,恶化运行工况.如果冷凝器出口温度与环境温度接近就不能实现有效换热,降低了冷凝器的换热效率.因此,随着环境温度改变等因素的影响,冷凝器的出口温度也会出现相应的变化,从而对自复叠循环的性能有所影响,图2~图4列出了冷冻室和冷藏室蒸发器出口温度分别为-30和-5 $^{\circ}\text{C}$ 时,设计的自复叠双温冰箱的压缩机压力比、功率及系统 C_{COP} 随冷凝器出口温度的变化曲线.

从图2~图4可以看出:当冷凝器的出口温度从30 $^{\circ}\text{C}$ 增大到50 $^{\circ}\text{C}$ 时,压缩机的压力比和耗功增大,系统 C_{COP} 减小,这与采用简单蒸气压缩循环的普通冰箱的变化趋势一致,均是系统冷凝与蒸发端温差变大导致压缩机的工作状况恶化,系统性能变

差.因此,应在保证与环境温度一定传热温差的基础上尽量降低冷凝温度,或者在冷凝器出口处设置逆流换热器来降低进入气液分离器的工质的温度,以提高系统的效率.

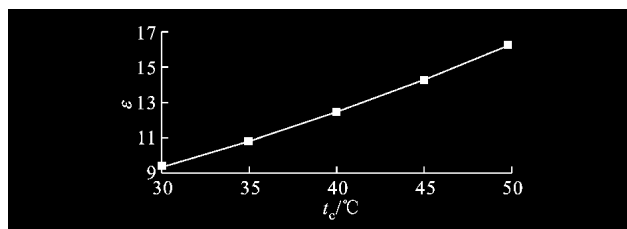


图2 ε 随冷凝器出口温度 t_c 变化的曲线

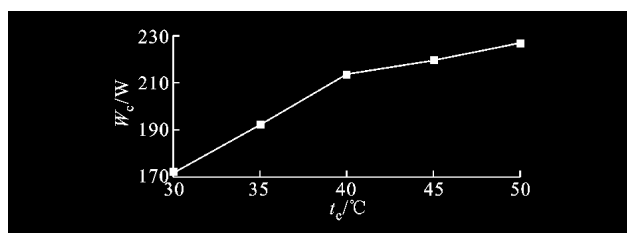


图3 W_c 随冷凝器出口温度 t_c 变化的曲线

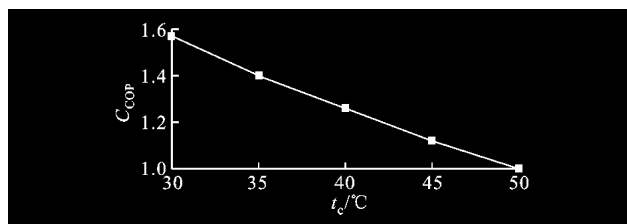
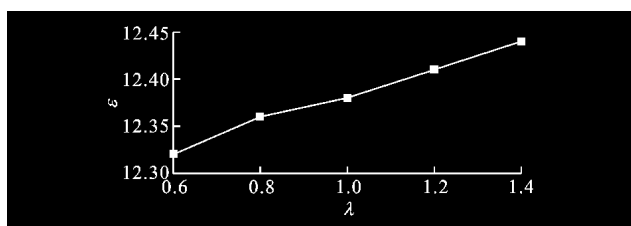
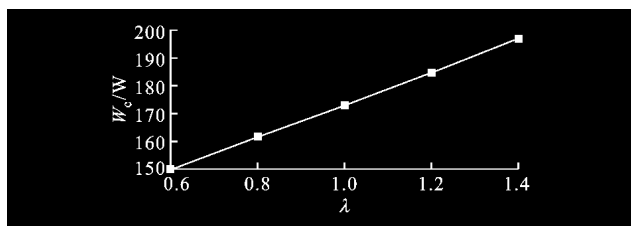
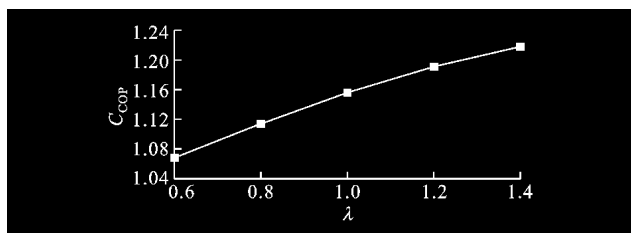


图4 C_{COP} 随冷凝器出口温度 t_c 变化的曲线

2 两间室制冷量变化对系统设计的影响

当冷藏室和冷冻室所需的制冷量改变时,如果2个间室所需制冷量的比例一定,那么对于系统设计而言,只需通过压缩机变速等手段改变循环工质的质量流量就可以实现.针对不同间室的制冷量比例,可以设计采用具有不同工作压力的压缩机:当需要冷藏室制冷量与冷冻室制冷量之比较大时,采用工作压力较高的压缩机,此时系统高压端压力较高,经气液分离器流向冷藏室的液态制冷剂流量较大,保证了冷藏室的制冷量需求;反之,当需要冷藏室制冷量与冷冻室制冷量之比较小时,采用工作压力较低的压缩机,这种手段改变进入冷藏室蒸发器和冷冻室蒸发器的混合工质的组成和质量流量,进而改变了两间室的制冷量.图5~图7列出了压力比、压缩机功率和系统 C_{COP} 随冷藏室制冷量与冷冻室制冷量之比 λ (其中冷冻室制冷量设定为100 W) 变化的曲线.从图5~图7可以看出:压缩机的压力比、

功率和系统 C_{COP} 都随着冷藏室制冷量与冷冻室制冷量之比的增大而增大,其中压力比从 12.32 升至 12.44,变化较小.冷藏室制冷量与冷冻室制冷量之比的升高是通过提高系统高压端压力实现的,这会造成压缩机排气温度迅速上升.当冷藏室制冷量与冷冻室制冷量之比增加到 1.4 时,压缩机压力比为 12.44,此时压缩机出口温度达到 127.2 °C,当间室冷量比继续增加时,压缩机的排气温度还会升高,使得压缩机工作性能恶化.因此,虽然增大冷藏室与冷冻室冷量的比例可以提高 C_{COP} ,但受到压缩机排气温度的限制,两间室冷量比例的变化也必须在一定范围内.

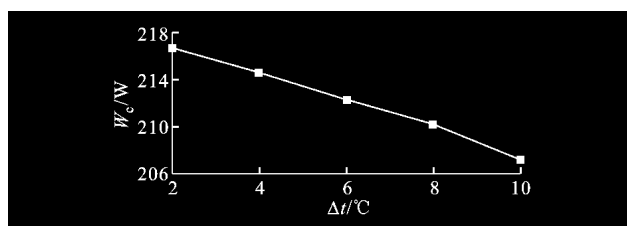
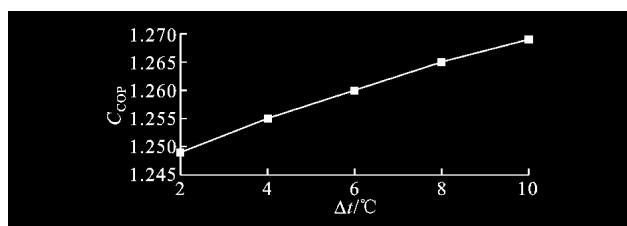
图5 ϵ 随 λ 变化的曲线图6 W_c 随 λ 变化的曲线图7 C_{COP} 随 λ 变化的曲线

3 冷凝蒸发器高压侧出口制冷剂过冷度对系统设计的影响

冷凝蒸发器的换热效果会直接影响到整个自复叠系统的性能,当高压侧出口处状态点 8 处制冷剂的过冷度改变时,就会影响进入冷冻室蒸发器的制冷剂的温度和干度,为了尽可能提高系统的性能系数,就要对冷凝蒸发器高压侧出口制冷剂的过冷度进行优化,自复叠双温冰箱的系统参数也会发生相应变化.图 8 和图 9 列出了状态点 8 处制冷剂过冷度的变化对系统主要参数的影响.

当状态点 8 处制冷剂的过冷度从 2 °C 增加到

10 °C 时,压缩机压力比在 12.45~12.46 之间,几乎保持不变,从图 8 和图 9 可以看出,随着过冷度的增大,压缩机功率减小, C_{COP} 增大.制冷剂在节流前过冷度越大,节流后冷冻室蒸发器进、出口制冷剂的焓差越大,在冷冻室制冷量不变的情况下,蒸发器内制冷剂流量减小,则压缩机耗功减小, C_{COP} 增大.因此,增加状态点 8 处制冷剂的过冷度可以在压缩机压力比基本不变的情况下,减小系统耗功,提高 C_{COP} ,达到改善系统性能的目的.但是,由于状态点 8 处的制冷剂温度要低于状态点 11 处,并且实际系统中冷凝蒸发器的换热面积有限,因此状态点 8 处制冷剂的过冷度也受到限制.

图8 W_c 随状态点 8 处的过冷度 Δt 变化的曲线图9 C_{COP} 随状态点 8 处的过冷度 Δt 变化的曲线

4 结 论

本文针对自复叠制冷循环的特点,将其应用于双温冰箱以提供两级蒸发温度,研究了蒸发器出口温度、冷凝器出口温度、冷藏室制冷量与冷冻室制冷量之比及冷凝蒸发器出口过冷度的改变对双温冰箱系统设计的影响,得到以下结论.

(1) 系统 C_{COP} 随着冷藏室和冷冻室蒸发器出口温度的降低而减小,压缩机的耗功和压力比随着冷冻室蒸发器出口温度的降低迅速增大.随着冷凝器出口温度的升高,压缩机耗功和压力比增大,系统 C_{COP} 减小.

(2) 系统的压缩机耗功、压力比和 C_{COP} 均随着冷藏室与冷冻室制冷量的比例的升高而增大,同时压缩机排气温度也升高,所以两间室冷量比例不能过大.

(3) 增大冷凝蒸发器高压端出口侧制冷剂的过冷度,可以在压力比基本不变的情况下减小压缩机耗功,提高系统 C_{COP} ,因此建议在换热器允许的换

热面积下尽量增大冷凝蒸发器高压端出口侧制冷剂的过冷度。

参考文献:

- [1] 岳云,贾冰. 国外模糊技术、模糊家电发展现状[J]. 电子产品世界,2000(4):23-26.
YUE Yun, JIA Bing. The developing status of foreign fuzzy technology and fuzzy household electric appliance [J]. The World of Electric Production, 2000(4):23-26.
- [2] ROSE R J. Testing of domestic two-evaporator refrigerators with azeotropic refrigerator mixtures [J]. ASHRAE Transactions,1992,98(2):40-43.
- [3] 博西文. 电冰箱的双循环制冷系统[J]. 家用电器,2001(1):25-26.
BO Xiwen. The dual refrigerating cycle system of refrigerator [J]. Household electric appliance, 2001(1):25-26.
- [4] 王勇,朱玉群,李文林,等. 家用冰箱制冷循环的发展概况[J]. 流体机械,2003,31(8):47-52.
WANG Yong, ZHU Yuqun, LI Wenlin, et al. Development tendency of domestic refrigerator cycle [J]. Fluid Machinery, 2003, 31(8): 47-52.
- [5] 吴业正. 制冷与低温技术原理 [M]. 北京:高等教育出版社,2004.
- [6] 刘志勇,陈光明,王勤,等. 具有精馏装置的自动复叠制冷循环的试验研究 [J]. 流体机械,2004,32(10):50-52.
- LIU Zhiyong, CHEN Guangming, WANG Qin, et al. Experimental study on auto-cascade refrigeration system with rectification column [J]. Fluid Machinery, 2004, 32(10):50-52.
- [7] 宋世亮,沈永年,王兆华. CO₂ 用于自然复叠制冷系统的理论分析 [J]. 低温与特气,2004,22(5):13-16.
SONG Shiliang, SHEN Yongnian, WANG Zhaohua. Theoretical analysis on autocascade refrigeration systems using carbon dioxide [J]. Low Temperature and Specialty Gases, 2004, 22(5): 13-16.
- [8] KIM S G, KIM M S. Experiment and simulation on the performance of an autocascade refrigeration system using carbon dioxide as a refrigerant [J]. Int J Refrig, 2002, 25(8): 1093-1101.
- [9] 陈光明,张绍志,王勤. 深度制冷方法及其装置: 中国, 02110664.9 [P]. 2002-08-14.
- [10] 晏刚. 一种单机多温蒸汽压缩式制冷装置: 中国, 03262516.2 [P]. 2004-12-29.
- [11] 晏刚,任娜颖,徐荣吉,等. 船舶多温冷库新型自复叠制冷循环的研究 [J]. 西安交通大学学报,2006,40(5): 526-538.
YAN Gang, REN Nuoying, XU Rongji, et al. Studies on a new type of auto-refrigerating cascade circle for marine multi-stage temperature refrigerator [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2006, 40(5): 526-538.

(编辑 王焕雪)