

具有中间压力调节功能的新型自复叠热泵

陶锴, 晏刚, 张敏, 冯永斌

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 提出了一种带中间节流的新型自复叠热泵系统. 通过增加节流元件来调节中间压力, 以实现系统的气液分离器进口制冷剂状态与冷凝器出口制冷剂状态相对独立. 用自编制的循环性能程序对新型的和传统的自复叠热泵系统进行了理论对比分析, 结果表明: 采用新型自复叠热泵系统, 经较充分换热后冷凝器出口制冷剂在具有一定范围且干度较小的条件下, 通过调节中间压力可避免压缩机吸气带液, 从而提高系统性能, 解决传统自复叠热泵系统的性能不稳定问题. 与最优工况下的传统自复叠热泵系统相比, 所提系统能使制热性能提高 19.1%, 容积制热量提高 28.9%.

关键词: 热泵; 自复叠系统; 冷凝器; 中间压力; 循环性能

中图分类号: TB65 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2010)09-0043-05

A Novel Auto-Cascade Heat Pump with Intermediate Pressure Adjustment

TAO Kai, YAN Gang, ZHANG Min, FENG Yongbin

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

Abstract: A novel auto-cascade heat pump system with intermediate throttling was proposed. The inlet condition of the separator is not influenced by the outlet condition of the condenser by adjusting the intermediate pressure. The performance of the novel auto-cascade heat pump system was compared with that of a conventional auto-cascade heat pump system via our computing program. The results show that when the condenser outlet quality is from 0.2 to 0.4, the system performance can be optimized and the suction with the liquid refrigerant in a conventional auto-cascade heat pump system can be avoided in the novel auto-cascade heat pump system. The heating coefficient (C_{COP}) and the volume heating capacity of the system proposed are 19.1% and 28.9% higher than those of an optimized conventional auto-cascade heat pump system, respectively.

Keywords: heat pump; auto-cascade system; condenser; intermediate pressure; cycle performance

热泵是一种能在投入一个单位的高品质能量的条件下产出多于一个单位的热量, 较之电加热等传统供热方式具有节能的优势, 所以对热泵的研究引起了人们的重视. 目前的热泵系统应用比较普遍, 实际工作温差(即冷凝温度与蒸发温度之差)一般为 40~50 °C^[1-2]. 为了实现在 10 °C 以下的低温热源温度下制取 80 °C 以上的热水, 科技工作者提出了将自复叠循环应用于大温差中的高温热泵^[3-6], 即利用混合工质中不同组元沸点不同的特性, 使混合工质在

循环中自然分离, 实现高低沸点工质的自行复叠, 从而获得大温差的循环^[7-8]. 但是, 传统的自复叠热泵存在着冷凝器换热不充分且换热温差较大, 冷凝器出口制冷剂状态不稳定, 冷凝器出口干度较小而引发压缩机进气带液等问题. 理论上这些问题可以通过改变循环工质的配比来解决^[9], 但对于一个封闭的循环系统来说做到这一点显然是困难的. 为了充分利用冷凝热量并消除由工况变化引起的冷凝器出口状态变化对自复叠热泵系统性能的负面影响, 本

文提出了一种带中间压力调节功能的新型自复叠热泵系统,并在此基础上编制了循环性能计算程序,以考察新型的和传统的自复叠热泵系统的性能。

1 非共沸混合工质的选择及物理性质

选择适用于自复叠热泵系统的非共沸混合工质应遵守如下原则^[10]:①高沸点组分能够在较高温度及中等压力条件下冷凝;②在正常的冬季大气环境温度条件下,低沸点组分能在不太低的吸气压力下蒸发吸热;③高、低沸点的组分沸点差应该在 40℃ 以上,便于混合工质分离;④工质对环境无害或危害尽可能小。综合以上因素,本文选择 R123、R134a 组成的二元非共沸混合工质进行研究,其中 R123/R134a 质量比为 60/40,两工质的基本物理性质见表 1^[11]。

表 1 纯工质物理性质						
制冷剂	$M/\text{kg}\cdot\text{mol}^{-1}$	$t_b/^\circ\text{C}$	$t_{cr}/^\circ\text{C}$	p_{cr}/MPa	O_{ODP}	G_{GWP}
R123	152.93	27.8	183.8	3.66	0.02	120
R134a	102.03	-26.1	101.1	4.06	0	1 300

注: M 为相对分子质量; t_b 为标准沸点温度; t_{cr} 为临界温度; p_{cr} 为临界压力; O_{ODP} 为臭氧消耗潜能; G_{GWP} 为温室效应潜能。

2 传统自复叠热泵系统性能分析

2.1 传统自复叠热泵系统流程图和压力-焓图

图 1、图 2 分别为传统自复叠热泵系统的流程图和压力-焓(p - h)图,其中 1~10 为系统循环状态点,相应的测点温度为 $t_1\sim t_{10}$ 。由压缩机排出的制冷剂气体经冷凝器冷凝放热,成为具有干度为 q_3 的气液两相,再经气液分离器分为气体和液体两部分。气体制冷剂经冷凝蒸发器冷凝和节流阀节流达到蒸发压力,然后进入蒸发器吸热蒸发后与节流后的液体制冷剂进行混合,最后通过冷凝蒸发器回到压缩机。液体制冷剂经节流阀降温、降压,然后进入冷凝蒸发器冷却气体制冷剂,最后回到压缩机。

2.2 理论计算及分析

进行系统模拟时需做如下假设:系统在高压下,非共沸工质的露点温度为 100℃;蒸发器出口温度(低压下的露点温度) $t_9=0^\circ\text{C}$; $\min\{(t_5-t_1), (t_7-t_{10})\}=10^\circ\text{C}$;冷凝器出口气相及液相在气液分离器中完全分离;节流过程为等焓过程;压缩机吸气不带液。

对于传统自复叠热泵,当冷凝器出口制冷剂干

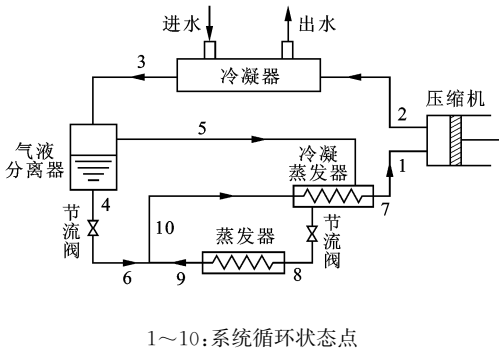


图 1 传统自复叠热泵系统流程图

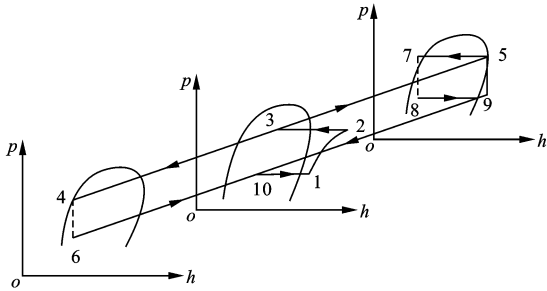


图 2 传统自复叠热泵系统 p - h 图

度 $q_3<0.4$ 时,会因冷凝蒸发器低温侧两相制冷剂蒸发不完全而导致压缩机吸气带液,故理论分析中 q_3 的考察范围为 0.4~0.9。

如图 3 所示,当 $0.4\leq q_3\leq 0.9$ 时,传统自复叠热泵系统的单位质量制热量 Q_m 随着 q_3 的增加先增后减,主要是 Q_m 受到冷凝器出口状态和压缩机进口状态共同影响所致。当 q_3 较小时,决定系统制热量的主要因素是压缩机进口状态,而 q_3 的增加一方面会增加蒸发器内制冷剂从环境吸收的热量,另一方面会增加冷凝蒸发器的内部换热量,最终压缩机进口制冷剂焓值增加,从而使得系统的 Q_m 增加;当 q_3 较大时,决定系统制热量的主要因素是冷凝器出口状态,冷凝器出口制冷剂干度越大,冷凝器内制冷剂放热就越不完全,从而造成系统制热量减小,而单位质量耗功 W 会随着 q_3 的增加而逐渐增大,因为 q_3 的增加在提高压缩机进口焓值的同时也会减小系统低压压力,从而导致系统压力比增加。

如图 4 所示,在自复叠热泵系统中, q_3 的变化对系统制热性能系数 C_{COP} 有较大影响。当 $q_3=0.5$ 时,可获得最优的 C_{COP} ,任何偏离这一最优干度的情况都会使得系统性能有较大幅度的降低,表 2 列出了在最优性能条件下的系统参数。当 $q_3=0.5$ 时,冷凝器换热不充分,此时冷凝器出口制冷剂温度 t_3

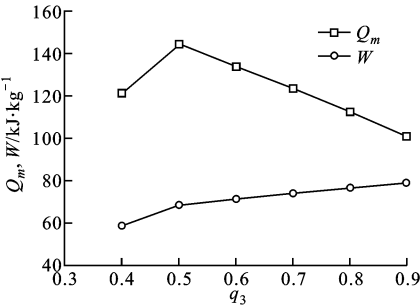


图 3 W 及 Q_m 随 q_3 的变化曲线

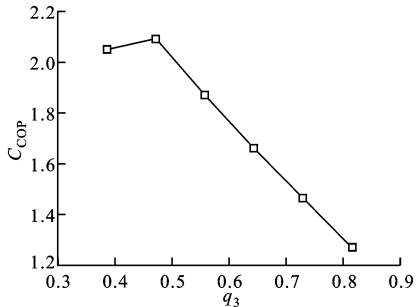


图 4 C_{COP} 随 q_3 的变化曲线

较高,且与被加热热水的换热温差较大.在实际应用中,这种冷凝器出口制冷剂干度很难一直保持在最佳状态.

表 2 传统自复叠热泵系统性能最优时各性能参数值

q_3	$t_3/^\circ\text{C}$	$Q_m/(\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1})$	$W/(\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1})$	C_{COP}	$Q_v/(\text{kJ}\cdot\text{m}^{-3})$	ϵ
0.5	87.7	144.4	69.0	2.09	561.3	12.5

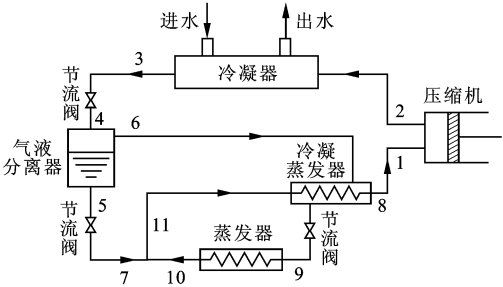
注: Q_v 为单位容积制热量; ϵ 为压力比.

3 具有中间压力调节功能的新型自复叠热泵系统性能分析

3.1 具有中间压力调节功能的新型自复叠热泵系统流程图和 $p-h$ 图

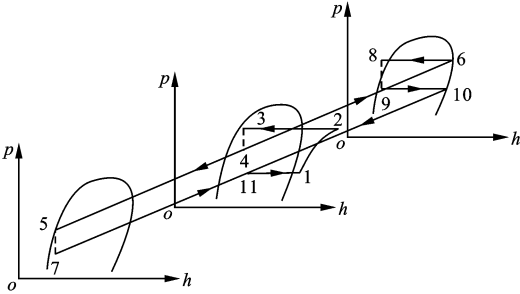
图 5、图 6 分别为新型自复叠热泵系统的流程图和 $p-h$ 图,其中 1~11 为系统循环状态点,相应的测点温度为 $t'_1\sim t'_{11}$. 由压缩机排出的制冷剂气体在冷凝器中放热后冷凝为干度为 q_3 的制冷剂,再经中间节流阀节流降压为干度为 q_4 的气液两相,然后通过气液分离器分为气体和液体两部分. 气体制冷剂经冷凝蒸发器冷凝和节流阀节流达到蒸发压力,然后进入蒸发器吸热蒸发后与节流后的液体制冷剂进行混合,最后通过冷凝蒸发器回到压缩机. 液体制冷

剂经节流阀降温、降压,再进入冷凝蒸发器冷却为气体制冷剂,最后回到压缩机.



1~11: 系统循环状态点

图 5 新型自复叠热泵系统流程图



1~11: 系统循环状态点

图 6 新型自复叠热泵系统 $p-h$ 图

3.2 理论计算及分析

在进行系统模拟时需做如下假设:系统在高压下,非共沸工质的露点温度为 $100\text{ }^\circ\text{C}$;蒸发器出口温度(低压压力下的露点温度) $t'_{10}=0\text{ }^\circ\text{C}$; $\min\{(t'_6-t'_1), (t'_8-t'_{11})\}=10\text{ }^\circ\text{C}$;进入气液分离器的气相及液相工质完全分离;节流过程为等焓过程;压缩机吸气不带液.

模拟计算时通过调节中间压力 P_m 来控制气液分离器进口制冷剂干度,在不同冷凝器出口状态下, P_m 的调节范围不同. 当 q_3 较高时, P_m 的调节下限是防止气液分离器进口处为饱和甚至过热蒸气;当 q_3 较低时, P_m 的调节上限是防止气液分离器进口制冷剂干度过低导致压缩机进气带液, P_m 的调节下限是防止中间节流后制冷剂温度较低而不能满足冷凝蒸发器的换热要求,或低温级制冷剂蒸发不完全而导致压缩机进气带液.

3.2.1 q_3 及 P_m 对系统制热量的影响 对于新型自复叠热泵,通过调节 P_m 可以在 $q_3>0.2$ 的范围内避免发生压缩机吸气带液,故理论分析中 q_3 的考察范围为 $0.2\sim 0.9$.

从图 7 可以看出:当 $0.5\leq q_3\leq 0.9$ 时,同一出

口制冷剂干度条件下的 P_m 越小, Q_m 越小, 主要原因是中间压力减小引起的冷凝蒸发器高温侧温度减小, 会限制冷凝蒸发器的换热, 从而使得压缩机进口焓值减小; 当 $0.2 \leq q_3 \leq 0.9$ 时, q_3 越小, 系统的 Q_m 就越小。

当 $0.2 \leq q_3 \leq 0.4$ 时, 同一出口状态条件下的系统 Q_m 随 P_m 的减小先增后减。 q_3 在一定范围内, P_m 越低, 由干度增加引起的蒸发器吸热量和冷凝蒸发器内部换热量的增加会最终导致压缩机进口制冷剂焓值增加, 使得 Q_m 增加; 当 P_m 较低时, 冷凝蒸发器换热温差限制了低温级制冷剂的吸热, 压缩机进口制冷剂焓值相应减小, Q_m 减小。 q_3 在冷凝器出口制冷剂干度范围内时, 出口干度越小, 总体 Q_m 越小。

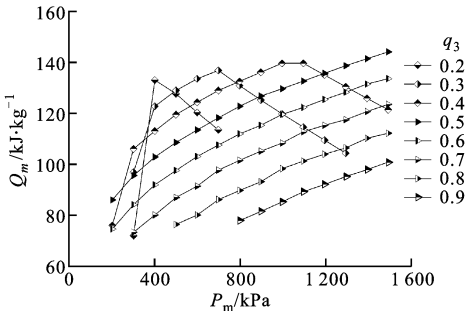


图 7 Q_m 随 q_3 及 P_m 的变化曲线

系统单位容积制热量 Q_v 受 Q_m 、压缩机进口气体比容的综合影响。从图 8 可以看出: 当 $q_3 = 0.5 \sim 0.9$ 时, 在同一出口状态下 Q_v 变化趋势与 Q_m 变化趋势相当, 说明此时 Q_m 是影响 Q_v 的主要因素; 在该冷凝器出口状态范围内, q_3 越大, 总体 Q_v 越小。

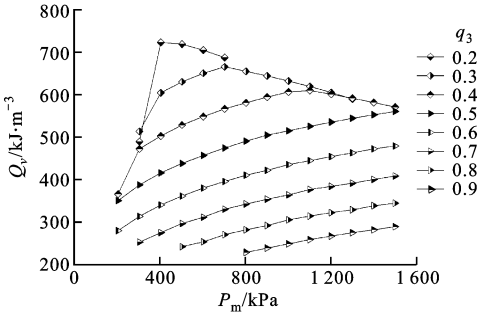


图 8 Q_v 随 q_3 及 P_m 的变化曲线

当 $q_3 = 0.2 \sim 0.4$ 时, 在任一出口干度下存在着一个 P_m 使得系统 Q_v 最大, 这与 Q_m 变化趋势有较大关系。虽然在此干度范围内系统的 Q_m 会随着 q_3 的减小而总体减小, 但在此过程中压缩机进口比容也会减小, 最终导致系统在不同出口状态下的最大 Q_v 随着 q_3 减小而增加, 但存在一个最大值。当 $q_3 =$

0.2 、 $P_m = 400$ kPa 时, 得到的最大 $Q_v = 723.6$ kJ/m³, 较表 2 给出的传统自复叠热泵系统性能最优时的 Q_v 提高了 28.9%。对于一个热泵系统, Q_v 的提高更具有实际意义。

3.2.2 q_3 及 P_m 对系统耗功的影响 影响本系统 W 的 2 个因素是压缩机进口制冷剂焓值和系统压力比。如图 9 所示, 当 $q_3 = 0.5 \sim 0.9$ 时, 在同一出口干度条件下, P_m 越小, 由 P_m 减小而引起的冷凝蒸发器高温侧温度的减小会限制冷凝蒸发器的换热, 压缩机进口焓值减小, 系统的 W 减小。

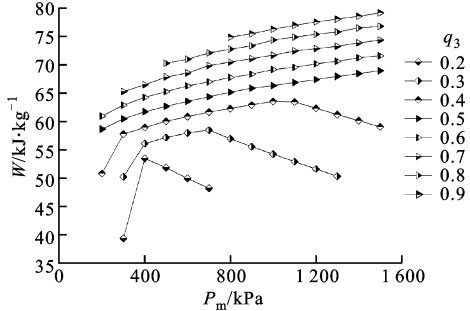


图 9 W 随 q_3 及 P_m 的变化曲线

当 $q_3 = 0.2 \sim 0.4$ 时, 在同一出口干度下, W 随着 P_m 的减小先增后减。因为随着 P_m 的降低, 进入气液分离器的制冷剂干度逐渐增加, 一方面会造成低压压力减小, 另一方面压缩机进口焓值增加, 最终会导致 W 有所增加。但是, 当压力降低到一定程度时, 冷凝蒸发器换热热量会相应减小, 导致压缩机进口焓值减小, 系统的 W 有所减小。在整个冷凝器出口干度变化范围内, q_3 越小, 对应的总体 W 越小。

3.2.3 q_3 及 P_m 对系统 C_{COP} 的影响 综合对 Q_m 及 W 的分析, 可以得出 C_{COP} 的变化曲线, 如图 10 所示。当 $q_3 = 0.5 \sim 0.9$ 时, 在同一出口干度条件下, P_m 越小, C_{COP} 越小; 在该冷凝器出口状态范围内, q_3 越大, 总体 C_{COP} 越小。

当 $q_3 = 0.2 \sim 0.4$ 时, 在同一出口干度条件下, 存在着一个 P_m 使得系统 C_{COP} 最大, 而且 q_3 越低, 通过对 P_m 的调节能得到的最优 C_{COP} 越大; 当 $q_3 = 0.2$ 、 $P_m = 400$ kPa 时, 得到 $C_{COP} = 2.49$, 较表 1 给出的传统自复叠热泵系统 C_{COP} 最大值 2.09 提高了 19.1%。对照图 8 和图 10 可以发现, 系统 C_{COP} 与 Q_v 在同一个 P_m 下同时达到最大值。

在应用中, 需要保证 q_3 在不低于 0.2 的较小值范围内。因为 q_3 过大会使得 C_{COP} 和制热量大幅减小, 而 q_3 过小会导致压缩机吸气带液, 所以适当的 q_3 可以使得冷凝热量被充分利用, 冷凝器两侧换热

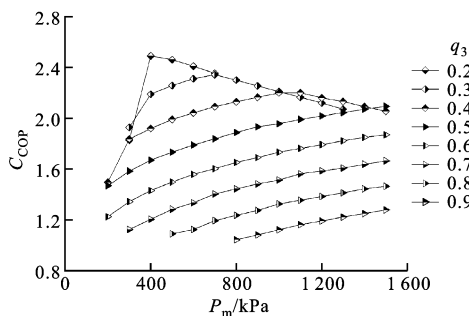


图 10 C_{COP} 随 q_3 及 P_m 的变化曲线

温差相应减小。

4 结 论

(1)针对传统自复叠热泵系统不能充分利用冷凝热量以及工况变化引起的系统不稳定的问题,提出了增加中间压力调节阀的新型自复叠热泵系统。

(2)对于新型自复叠热泵系统,在提高冷凝器换热能力、使冷凝器出口制冷剂具有较小干度时,通过调节中间压力能够避免压缩机吸气带液,消除冷凝器出口状态变化对系统性能的负面影响,增强系统的性能。当 $q_3=0.2$ 、 $P_m=400$ kPa 时,新型自复叠热泵系统的 C_{COP} 及 Q_o 较传统自复叠热泵的最优值分别提高 19.1% 和 28.9%。

(3)为体现新型自复叠热泵系统的优势,需要保证 q_3 在不低于 0.2 的较小值范围内,此时冷凝热量可以被充分利用,且冷凝器两侧换热温差相应减小。

可见,在自复叠热泵系统中加入中间压力调节阀,可以在保证压缩机吸气不带液的前提下充分利用冷凝热量,大幅提高系统性能,有效解决系统性能不稳定的问题。

参考文献:

- [1] 谭家碳,黎昌尉. R417a 和 R22 用于空气源热泵热水器的试验研究 [J]. 制冷与空调, 2009,9(4):30-32.
TAN Jiatan, LI Jiawei. Experimental research of air source heat pump water heater with R417a and R22 [J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2009,9(4):30-32.
- [2] 王凯,李建风. 中高温水源热泵研究与发展趋势 [J]. 流体机械, 2007,35(3):68-72.

WANG Kai, LI Jianfeng. Research and development of medium-high temperature water-source heat pump [J]. Fluid Machinery, 2007,35(3):68-72.

- [3] 任娜颖,孙民,晏刚. 适用于分凝式热泵循环系统的多元混合工质:中国专利,200610041670.3 [P]. 2006-08-02.
- [4] 刘金平,许雄文. 非共沸混合工质自复叠热泵循环性能研究 [J]. 低温技术, 2007,34(6):408-413.
LIU Jingping, XU Xiongwen. Experimental study on zeotropic mixture auto-cascade heat pump [J]. Cryogenics, 2007,34(6):408-413.
- [5] 杜垵,徐卫荣. R134a/R123 自然复叠式热泵系统浓度配比分析 [J]. 制冷学报, 2009,30(2):33-38.
DU Kai, XU Weirong. Concentration optimization of R134a/R123 in auto-cascade heat pump systems [J]. Journal of Refrigeration, 2009,30(2):33-38.
- [6] 徐卫荣,杜垵. 自然复叠式热泵循环系统热力计算与分析 [J]. 低温工程, 2009(5):31-36.
XU Weirong, DU Kai. Thermodynamic calculation and analysis on auto-cascade heat pump system [J]. Cryogenics, 2009(5):31-36.
- [7] KIM S G, KIM M S. Experiment and simulation on the performance of an autocascade refrigeration system using carbon dioxide as a refrigerant [J]. International Journal of Refrigeration, 2002,25(8):1093-1101.
- [8] YU J L, ZHAO H, LI Y Z. Application of an ejector in autocascade refrigeration cycle for the performance improvement [J]. International Journal of Refrigeration, 2007,31(2):279-286.
- [9] 徐卫荣,杜垵. 自然复叠式热泵循环系统热力性能分析 [J]. 化工学报, 2008,59(S2):230-234.
XU Weirong, DU Kai. Thermal performance analysis of auto-cascade heat pump circular system [J]. Journal of Chemical Industry and Engineering, 2008,59(S2):230-234.
- [10] KEDZIERSKI M A. Effect of refrigerant oil additive on R134a and R123 boiling heat transfer performance [J]. International Journal of Refrigeration, 2007,30(1):144-154.
- [11] CALM J M, HOURAHAN G C. Refrigerant data update [J]. Heating/Pumping/Air Conditioning Engineering, 2007,79(1):50-64.

(编辑 苗凌 王焕雪)