

带回热器的 R404a/CO₂ 复叠式制冷系统的理论分析

于韶山,王景刚,鲍玲玲

(河北工程大学 城市建设学院,河北 邯郸 056038)

摘要:建立低温环境下带回热器的 R404a/CO₂ 复叠式制冷系统的模型,为提高系统 COP,对其进行热力学分析。应用控制变量法,通过理论计算对比分析系统的蒸发温度、低温循环冷凝温度、过冷度以及冷凝蒸发器传热温差等因素对该系统 COP 的影响。结果显示,在其他参数一定时,过冷度的增加对于提高系统 COP 具有显著作用;存在低温循环冷凝温度的最优值,使得系统 COP 最大;过冷度不变时,系统 COP 随着蒸发温度、冷凝蒸发器传热温差的增大而增大,随冷凝温度的增大而减小。

关键词:R404a/CO₂ 复叠式制冷;过冷度;COP

中图分类号:TB61

文献标识码:A

Theoretical analysis of R404a/CO₂ cascade refrigeration system with heat regenerator

YU Shao-shan, WANG Jing-gang, BAO Ling-ling

(School of Urban Construction, Hebei University of Engineering, Hebei Handan 056038, China)

Abstract: This paper establishes a model of R404a/CO₂ cascade refrigeration system with heat regenerator under the low-temperature environment. In order to improve coefficient of performance, a thermodynamic analysis are carried out. Through theoretical calculation, the influences of evaporation temperature, condensation temperature of low temperature cycle, the degree of supercooling as well as the temperature difference in the condenser evaporator on COP are contrasted and analyzed by control variable. The result showed that the degree of supercooling has obvious effect in improving COP when the other parameters are constant; there exists a optimal value of condensation temperature of low temperature cycle makes COP to be maximum; COP increases with the increase of evaporation temperature and the temperature difference in the condenser evaporator while decreases with the increase of condensation temperature when the degree of supercooling is constant.

Key words: R404a/CO₂ cascade refrigeration; degree of supercooling; COP

在空调制冷行业,氯氟烃类制冷工质的广泛应用对臭氧层的破坏和温室效应的影响日益严重,寻找可以替代氯氟烃的制冷剂日益紧迫。CO₂ 作为自然工质,其优点是 ODP = 0, GWP = 1, 而且具有单位容积制冷量高,粘度低及化学稳定性好等热力学特性^[1-2]。但是 CO₂ 临界压力较高,临界温度较低的特点,一直制约着以 CO₂ 为工质的制冷系统的发展^[3]。1932年, W. R. Kitzmiller 首次提出了以 NH₃ 为高温制冷剂, CO₂ 为低温制冷剂的复叠式制冷系统^[4]。此后,针对 CO₂ 复叠式

制冷系统,国内外学者进行了大量研究: Getu 等人对 R744/R717 复叠式制冷循环通过数值分析得出增加系统过冷度和减小过热度对提高系统性能具有重要作用^[5]; 宁静红等人通过对 R290/CO₂ 复叠式制冷系统的理论研究和实验测试, 得出了蒸发温度、冷凝温度与系统 COP 和最佳质量流量比的关系^[6-7]; 赖艳华等人利用分析法及熵产最小法对 R404a/CO₂ 复叠式制冷系统进行了热力学分析, 为系统高效节能运行提供优化途径^[8-9]; 靳光亚等人对 NH₃/CO₂ 循环进行了优化分析, 发现存

收稿日期:2015-08-03

基金项目:河北省自然科学基金项目资助(E2015402139);河北省教育厅科学技术处资助项目(QN2014064)

作者简介:于韶山(1991-),男,山东临沂人,硕士,主要研究方向为制冷与热泵技术优化。

在一个蒸发-冷凝器中间温度的最佳值,使得系统性能系数达到最大值 $\eta_{\max}^{[10]}$ 。通过以上研究发现,复叠式制冷的研究主要集中在 R209/CO₂ 和 NH₃/CO₂ 复叠式制冷系统上,而针对选取 R404a 和 CO₂ 作为高、低温制冷剂的复叠式制冷系统的研究相对较少^[11]。本文通过控制变量法分析了在带回热器的 R404a/CO₂ 复叠式制冷系统中过冷度对提高系统 COP、低温循环性能系数 COP_l 及高温循环性能系数 COP_h 的作用,为系统的性能优化提高参考。

1 循环模型与热力计算

1.1 循环模型

图1为带回热器的 R404a/CO₂ 复叠式制冷循环流程图,由独立的带回热器的 CO₂ 低温制冷循环(1-2-3-4-5-6-1)和 R404a 高温制冷循环(7-8-9-10)复叠而成。冷凝蒸发器把低温循环和高温循环连接起来,既是低温循环的冷凝器,又是

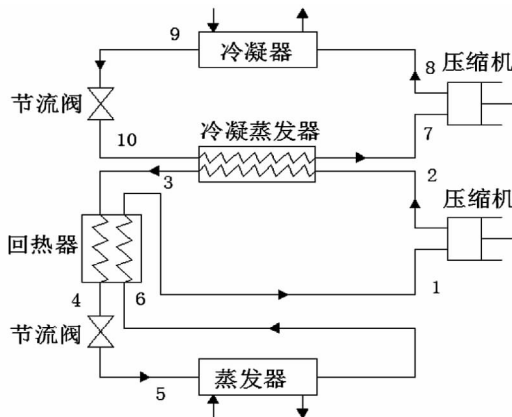


图1 带回热器的R404a/CO₂复叠式制冷循环流程图

Fig.1 Flow diagram of R404a/CO₂ Cascad Refrigeration system with heat regenerator

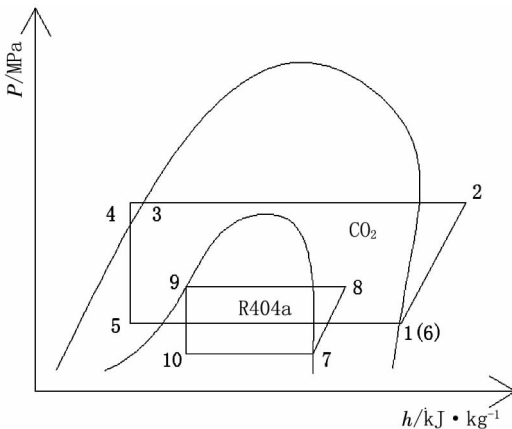


图2 带回热器的R404a/CO₂复叠式制冷循环lgp-h图

Fig.2 Lgp-h diagram of R404a/CO₂ Cascad Refrigeration system with heat regenerator

高温循环的蒸发器,即高温端制冷剂的蒸发吸热量来自于低温端制冷剂的冷凝放热^[12]。通过在冷凝蒸发器表面附着绝热材料进行隔热,在热量交换过程中能量损失可以忽略不计。低温循环中在蒸发冷凝器出口处添加回热器,可以通过升高低温循环的蒸发温度来提高系统性能系数 COP,实现节能的目的^[13]。

该制冷循环的 lgp-h 如图2所示。由于 R404a 和 CO₂ 两种制冷剂物理性质不同,所以在同一压焓图中表示时,低温循环的蒸发压力和冷凝压力分别高于高温循环的蒸发压力和冷凝压力。如当低温循环 CO₂ 的蒸发温度 $t_1 = -40^\circ\text{C}$,相应地蒸发压力为 1 007 kPa;冷凝温度 $t_3 = -10^\circ\text{C}$,冷凝压力为 2 650 kPa。高温循环中 R404a 的蒸发温度为 -5°C 时,相应蒸发压力为 513 kPa;冷凝温度为 30°C ,冷凝压力 1 816 kPa。

1.2 热力计算

本文对该带回热器的 R404a/CO₂ 复叠式制冷系统进行热力学分析时,确定其工作参数为:制冷量 $Q_0 = 20 \text{ kW}$,低温循环的蒸发温度 t_1 为 $-40^\circ\text{C} \sim -50^\circ\text{C}$,冷凝温度 t_3 为 $-14^\circ\text{C} \sim -2^\circ\text{C}$,冷凝蒸发器的传热温差 Δt 为 $5^\circ\text{C} \sim 8^\circ\text{C}$,高温制冷循环冷凝温度 t_9 为 $30^\circ\text{C} \sim 40^\circ\text{C}$ 。为方便理论分析,作如下假设:(1)系统在稳定工况下运行,不考虑其能量损失;(2)高、低温循环的压缩机总效率取值为 0.7;(3)各部件与环境无热交换;(4)忽略工质节流损失及压力损失。

通过查询制冷剂参数表,在确定各状态点热力学参数(包括温度、压力、焓值等)的基础之上,可计算出该循环的低、高温循环质量流量,冷凝蒸发器的热负荷,系统 COP 等指标。具体计算过程如下:

$$\text{低温循环 CO}_2 \text{ 的质量流量: } m_l = \frac{Q_0}{h_1 - h_5}$$

低温循环 CO₂ 压缩机消耗功率:

$$W_l = \frac{m_l (h_2 - h_1)}{\eta_l}$$

$$\text{低温循环的性能系数: } COP_l = \frac{Q_0}{W_l}$$

$$\text{冷凝蒸发器的热负荷: } Q_k = Q_0 \frac{h_2 - h_4}{h_1 - h_4}$$

$$\text{高温循环 R404a 的质量流量: } m_h = \frac{Q_k}{h_6 - h_9}$$

高温循环 R404a 压缩机消耗功率:

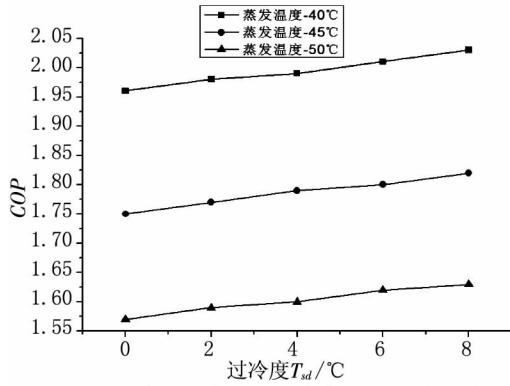


图3 不同蒸发温度下, 过冷度对总COP的影响

Fig.3 Effect of supercooling degree on COP under the different evaporation temperature

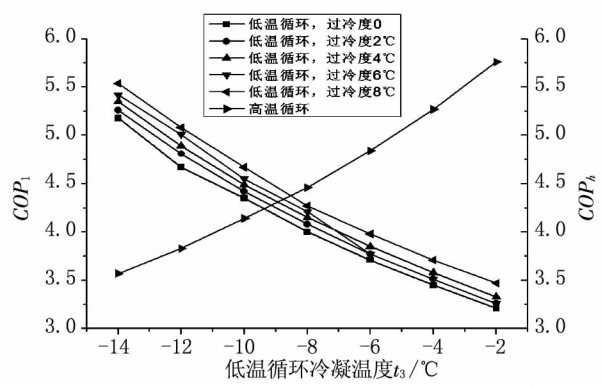


图4 不同过冷度下, 低温循环冷凝温度对COP₁和COP_h的影响

Fig.4 Effect of condensation temperature of on COP₁ and COP_h under the different supercooling degree

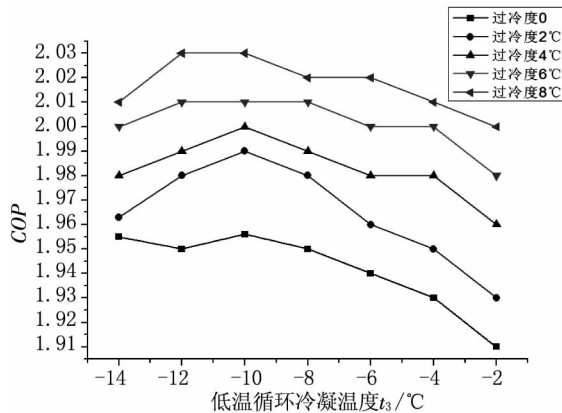


图5 不同过冷度下, 低温循环冷凝温度对总COP的影响

Fig.5 Effect of condensation temperature of on COP under the different supercooling degree

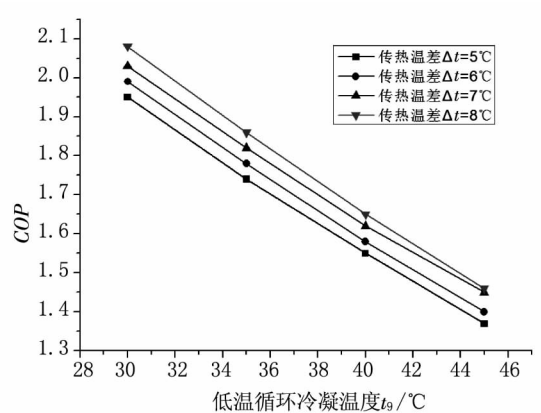


图6 不同传热温差下, 高温循环冷凝温度对系统总COP的影响

Fig.6 Effect of condensation temperature of on COP under temperature difference

$$W_h = \frac{m_h (h_7 - h_6)}{\eta_h}$$

高温循环的性能系数: $COP_h = \frac{Q_k}{W_h}$

压缩机消耗总功率: $W = W_l + W_H$

R404a/CO₂ 复叠式制冷循环总性能系数:

$$\eta_{COP} = \frac{Q_0}{W}$$

式中, Q_0 - 系统制冷量; h_i - 各状态点焓值;

η_l 、 η_h - 低温循环、高温循环压缩机总效率。

2 计算结果与分析

图3所示为当低温循环冷凝温度 $t_3 = -10^\circ\text{C}$, 冷凝蒸发器内传热温差 $\Delta t = 5^\circ\text{C}$, 高温循环冷凝温度 $t_9 = 30^\circ\text{C}$ 时, 该循环在不同蒸发温度下, 回热器产生的过冷度对循环的性能系数 COP 的影响。从图中可以看出对于同一蒸发温度, COP 随着过冷度的增加而升高。因为过冷度减小了冷凝蒸发器出口温度和蒸发器入口温度的差值, 使得在制冷量不变

的情况下, 压缩功耗减小。对于同一过冷度, 提高低温循环蒸发温度, 系统 COP 明显增大。

图4所示为当低温循环蒸发温度 $t_1 = -40^\circ\text{C}$, 传热温差 $\Delta t = 5^\circ\text{C}$, $t_9 = 30^\circ\text{C}$ 时, 该复叠式制冷循环低温端性能系数 COP_1 在不同过冷度下及高温端性能系数 COP_h 随低温循环冷凝温度 t_3 的变化趋势。从图中可以看出, 在给定过冷度下, 低温端 COP_1 与低温循环冷凝温度成反比, 高温端 COP_h 与低温循环冷凝温度成正比。

在图4分析结果的基础上, 图5给出了该复叠式制冷循环在不同过冷度下, 系统总性能系数 COP 随 t_3 的变化趋势。从图中可以看出在给定过冷度的条件下, COP 值随着 t_3 的增大呈先增大后减小的趋势。计算数据表明, 当低温循环冷凝温度 $t_3 = -10^\circ\text{C}$ 时, 系统 COP 要高于其他冷凝温度对应的值, 即为该条件下的最优 COP 值。

图6所示为当该复叠式制冷系统低温循环的蒸发温度 $t_1 = -40^\circ\text{C}$, 冷凝温度 $t_3 = -10^\circ\text{C}$, 过冷

(下转第83页)

- 护中的应用[C]//第八届海峡两岸隧道与地下工程学术与技术研讨会.台北,2009:1-10.
- [8]王卫军,冯涛.加固两帮控制深井巷道底鼓的机理研究[J].岩石力学与工程学报,2005,24(5):808-811.
- [9]王卫军,彭刚,黄俊.高应力极软破碎岩层巷道高强度耦合支护技术研究[J].煤炭学报,2011,36(2):225.
- [10]康红普,陆士良.巷道底鼓机理的分析[J].岩石力学与工程学报,1991,2(4):362-373.
- [11]ZHU CHUAN QU. Mechanics model and numerical analysis of floor heave in soft rock roadway[J]. Journal of Coal Science and Engineering,2011,17(4):372-376.
- [12]倪龙鑫,李帅.深井软岩巷道卸压锚注支护技术实践[J].中国矿业,2012,21(2):394-398.
- [13]高明仕,张农.三维锚索与巷帮卸压组合支护技术原理及工程实践[J].岩土工程学报,2005,27(5):587-590.

(责任编辑 王利君)

(上接第77页)

度 $t_{sd} = 6^{\circ}\text{C}$ 时,该循环在不同传热温差下,高温循环中冷凝温度对其 COP 的影响。结果显示,在传热温差固定不变时, COP 随着冷凝温度的增大而近似呈直线急剧下降;当冷凝温度一定时, COP 与传热温差成正比。

3 结论

1)对于带回热器的 R404a/CO₂ 复叠式制冷循环,过冷度对其 COP 影响较为显著,在不同蒸发温度、不同低温循环冷凝温度条件下均可提高系统性能系数 COP 。说明增加过冷度是提高 R404a/CO₂ 复叠式制冷循环性能系数的有效路径之一。

2)通过分析低温循环冷凝温度对系统 COP 的影响,可以看出在蒸发温度、高温循环冷凝温度、过冷度和冷凝蒸发器传热温差给定时,存在一个低温循环冷凝温度的最优值,使得系统循环 COP 最大。

3)传热温差和高温循环冷凝温度对于该复叠式制冷系统 COP 也起到非常重要的作用,为提高系统的 COP ,应尽量增大冷凝蒸发器传热温差,降低高温循环冷凝温度。

参考文献:

- [1]朱明善.21世纪制冷空调行业绿色环保制冷剂的趋势与展望[J].暖通空调,2000(2):22-26.
- [2]史敏,贾磊,钟瑜,等.二氧化碳制冷技术[J].制冷与空调,2007(6):1-5.
- [3]李丽霞,姬长发,赵文秀.CO₂制冷系统的技术进展[J].能源技术,2008(5):285-289.
- [4]KITZMILLER W R. Advantages of CO₂ - Ammonia system for low - temperature refrigeration[J]. Power,1932(1):92-94.
- [5]GETU H M, BANSAL P K. Thermodynamic analysis of an R744/R717 cascade refrigeration system[J]. International Journal of Refrigeration,2008,31(1):45-54.
- [6]宁静红,马一太,李敏霞.R290/CO₂自然工质低温复叠式制冷循环理论分析[J].天津大学学报,2006(4):449-453.
- [7]宁静红,李惠宇,彭苗.R290/CO₂复叠式制冷系统的性能实验[J].制冷学报,2007(6):57-60.
- [8]赖艳华,王庆为,吕明新,等.R404A/CO₂复叠式制冷系统的分析[J].山东大学学报:工学版,2011(6):115-121.
- [9]赖艳华,王庆为,吕明新,等.R404A/CO₂复叠式制冷系统的熵分析[J].工程热物理学报,2012(6):1005-1008.
- [10]靳光亚,谢英柏,刘春涛.NH₃/CO₂复叠式制冷循环的分析与优化[J].电力科学与工程,2013(1):69-73.
- [11]王庆为.R404A/CO₂复叠式制冷系统的理论分析与优化[D].济南:山东大学,2012.
- [12]彦启森,石文星,田长青.空气调节用制冷技术[M].北京:中国建筑工业出版社,2010.
- [13]QURESHI B A, ZUBAIR S M. The effect of refrigerant combinations on performance of vapor compression refrigerant system with dedicated mechanical subcooling[J]. International Journal of Refrigeration,2012(35):47-57.

(责任编辑 王利君)