

文章编号:1004-1478(2011)04-0041-04

# CO<sub>2</sub> 跨临界循环水源热泵系统的试验研究

龚毅, 梁志礼, 侯峰, 王哲, 宋英峰

(郑州轻工业学院 机电工程学院, 河南 郑州 450002)

**摘要:**为研究 CO<sub>2</sub> 在热泵领域的应用,设计并搭建了 CO<sub>2</sub> 跨临界循环水源热泵系统试验台,研究系统在不同工况下运行的性能参数.试验结果表明:在水源温度为 30 ℃,初始水温度为 25 ℃,蒸发温度为 10 ℃,终止水温度为 60 ℃和 65 ℃,蒸发器侧的水热源流量为 0.6 m<sup>3</sup>/h 条件下,系统 COP<sub>H</sub> 随着高压侧压力的升高,呈现出先升高后降低的趋势,最大 COP<sub>H</sub> 为 4.4,与其相对应的高压侧压力为最优高压侧压力.

**关键词:**CO<sub>2</sub> 跨临界循环;水源;热泵系统

**中图分类号:**TB61 **文献标志码:**A

## Experimental research of CO<sub>2</sub> trans-critical cycle water source heat pump system

GONG Yi, LIANG Zhi-li, HOU Feng, WANG Zhe, SONG Ying-feng

(College of Electr. Mech. Eng., Zhengzhou Univ. of Light Ind., Zhengzhou 450002, China)

**Abstract:** In order to study the application of CO<sub>2</sub> in the heat pump, the experiment units of trans-critical CO<sub>2</sub> water source heat pump system was designed and built, and the performance of system in various conditions was studied. The experiment results showed that when the initial temperature of water is 25 ℃, the evaporation temperature is 10 ℃, the temperature of water resource is 30 ℃, and the termination temperature of water is 60 ℃ and 65 ℃, the heat water source flow of evaporator side is 0.6 m<sup>3</sup>/h, the COP<sub>H</sub> of system increases first and then decreases with the high-pressure, the maximum is 4.4, and the high side pressure corresponding to it is the optimal.

**Key words:** CO<sub>2</sub> trans-critical cycle; water source; heat pump

## 0 引言

当前,大多数热泵热水机所用的工质为氢氯氟烃和氢氟烃(如 R22, R134a 和 R410A 等).尽管它们具有无毒、不可燃、不爆炸、无刺激性的特点以及

适中的压力和较高的制冷效率<sup>[1-2]</sup>,但这些制冷剂对大气臭氧层的消耗潜能值(ODP)较低或为 0,它们具有稳定的化学性能,一旦排放到大气中很难分解,导致全球变暖潜能(GWP)升高,还存在不可预知的潜在危险<sup>[3]</sup>.因此,寻找有效的绿色制冷剂替

收稿日期:2011-04-27

基金项目:国家“十一五”科技支撑计划项目(2006BAJ01A10-07)

作者简介:龚毅(1954—),男,江苏省南通市人,郑州轻工业学院教授,博士,主要研究方向为制冷空调新技术及企业技术创新.

代品成为当前制冷剂研究发展的趋势.  $\text{CO}_2$  作为一种环保型的自然工质,其  $\text{GWP}$  很小,  $\text{ODP}$  为  $0^{[4]}$ . 在当前全球关注环境保护的形势下,将  $\text{CO}_2$  作为制冷设备的制冷工质具有独特的优势<sup>[5]</sup>. 前国际制冷学会主席、挪威 SINTEF 研究所 G. Lorentzen 等率先提出了  $\text{CO}_2$  跨临界循环理论,认为其在热泵领域将有重要的作用<sup>[6]</sup>. 鉴于此,本文拟设计并搭建  $\text{CO}_2$  跨临界循环水源热泵系统试验台,对不同工况下运行的性能参数进行研究.

### 1 $\text{CO}_2$ 跨临界循环热泵系统的理论分析

$\text{CO}_2$  的临界温度  $t_{cr} = 31.1\text{ }^\circ\text{C}$ , 临界压力  $P_{cr} = 7.37\text{ MPa}$ , 如采用亚临界循环,则要求冷却介质温度  $< 31.1\text{ }^\circ\text{C}$ , 这将会使其应用范围缩小,而  $\text{CO}_2$  跨临界循环可以解决这个问题,其  $p-h$  图如图 1 所示,  $\text{CO}_2$  跨临界循环热泵系统的流程图如图 2 所示.

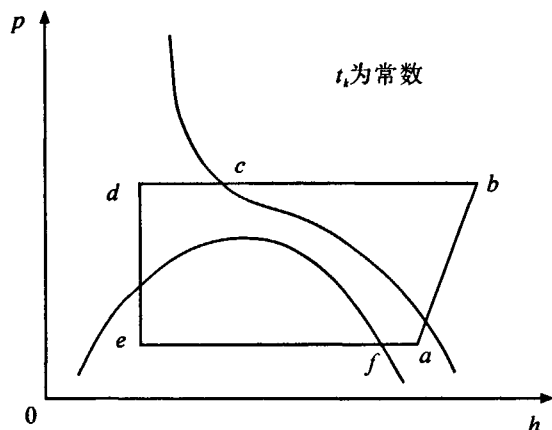


图 1 跨临界  $\text{CO}_2$  循环的  $p-h$  图

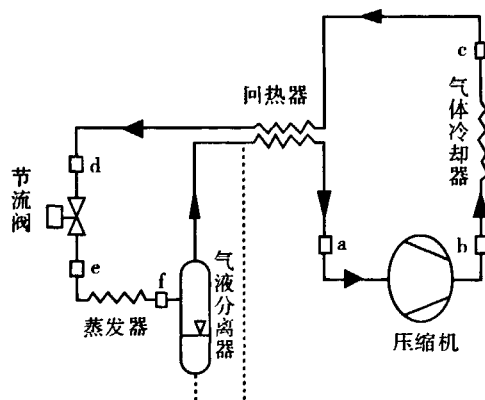


图 2  $\text{CO}_2$  跨临界循环热泵系统的流程图

从图 1 可以看出:进入蒸发器的  $\text{CO}_2$  制冷剂是在亚临界状态下完成蒸发过程的,工质在蒸发器中的换热过程是通过潜热交换进行的,其压力和温度

均低于临界状态. 经过回热器过热的制冷剂蒸气经过压缩机压缩进入超临界状态,工质在气冷器中的冷却过程是通过显热交换进行的,而且冷却过程的温差比较大,刚好可以满足制取高温热水的需求. 试验结果表明,  $\text{CO}_2$  跨临界循环热泵系统可以把水温最高提高到  $90\text{ }^\circ\text{C}$ , 而传统工质的热泵热水机只能把水加热到  $50\text{ }^\circ\text{C}$  左右<sup>[8]</sup>; 其蒸发潜热大,单位容积制冷量相当高,加上系统的压力很高,可显著减小换热器的尺寸,使系统结构更紧凑,从而节省空间. 因此,  $\text{CO}_2$  在热泵领域的应用具有明显的优势.

图 2 中 a-b 为压缩机的压缩过程,把经过回热器过热的低温低压的  $\text{CO}_2$  蒸气压缩成高温高压的过热气体; b-c 为从压缩机出来的高温高压气体经过气体冷却器向外散热,变成高压、低温的制冷剂气体; c-d 为经过冷却的气体工质经过回热器进一步冷却,既减少节流损失,又可以过热进入压缩机的制冷剂气体; d-e 为低温、高压制冷剂的节流过程,节流后变成低温、低压的制冷剂,进入两相状态; e-f 为节流后的低温低压的两相制冷剂进入蒸发器中的蒸发过程,从低温热源吸收热量; f-a 为节流后的制冷剂进入气液分离器进行气液分离,分离后的气体经过回热器过热变成过热蒸气,然后进入压缩机.

### 2 $\text{CO}_2$ 跨临界循环水源热泵系统试验台的搭建

为了很好地测量  $\text{CO}_2$  跨临界循环热泵系统在各种工况下的运行参数,并找出提高热泵系统性能的措施. 笔者搭建了  $\text{CO}_2$  跨临界循环热泵系统试验台,测量在不同工况下系统运行的性能参数,为  $\text{CO}_2$  跨临界循环热泵系统的市场化提供试验依据.

本试验台有 2 个特点: 1) 热源采用的是低温水源; 2) 在节流方面,采用 2 个节流阀对系统进行节流,2 个节流阀分别调节高压侧和低压侧压力,中间的储液器平衡节流过程中产生的气流波动.

图 3 为  $\text{CO}_2$  跨临界循环水源热泵系统流程图和测量点布置图. 本试验台由制冷循环系统、水循环系统、数据测量和采集系统构成. 制冷系统包括压缩机、蒸发器、气冷器、节流阀、安全阀、中间储液器和气液分离器;水系统包括软化水设备、蒸发器侧恒温槽和气冷器侧恒温槽;数据测量和采集系统包括压力变送器、差压变送器、质量流量计、功率变

送器、热电偶和吉时利数据采集仪。

压缩机选用意大利都灵公司生产的 CO<sub>2</sub> 跨临界压缩机,型号为 CD180H,两缸,理论排量  $V_m = 1.12 \text{ m}^3/\text{h}$ ,功率  $P_w = 1.5 \text{ kW}$ ,转速  $\omega = 1450 \text{ r/min}$ 。

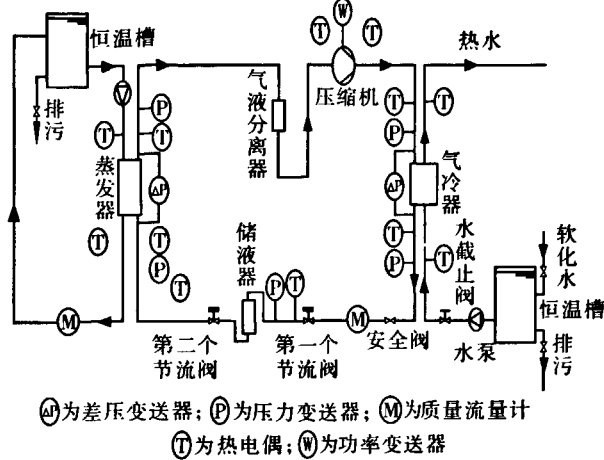


图3 试验台的流程及测量点布置图

本试验台的气冷器与蒸发器型号选用同轴套管式的,内管走水,内外管之间走 CO<sub>2</sub>,流向呈逆流布置。外管采用  $\Phi_{外} = 33 \text{ mm}$  的钢管,为增加内管的抗腐蚀能力,内管材料选择镍白铜管;为增强水和 CO<sub>2</sub> 的扰动,增加换热器的换热系数,内管采用螺旋状结构,管径  $\Phi_m = 25 \text{ mm}$ 。蒸发器的换热面积为

$1.8 \text{ m}^2$ ,气冷器的换热面积为  $1.8 \text{ m}^2$ 。

节流阀选用北京熊川生产的型号为 SS-84510F 的减压阀,该减压阀采用手动调节的节流机构,阀体材料为 316 不锈钢,最高工作温度为  $100 \text{ }^\circ\text{C}$ ,最大进口压力  $41.5 \text{ MPa}$ ,最大控制出口压力  $16 \text{ MPa}$ ,入口/出口尺寸为  $10 \text{ mm}$ 。

### 3 试验结果与分析

设定水源温度  $t_{w,s} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ ,初始水温度  $t_{ini,w} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ,蒸发温度  $t_{ev} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ ,蒸发器侧的水热源流量为  $0.6 \text{ m}^3/\text{h}$ 。通过调节高压侧压力  $P_{cond}$  和终止水温度  $t_{ter,w}$ ,对 CO<sub>2</sub> 跨临界循环热泵系统进行性能测试。试验结果如图 4—图 9 所示。

图 4 为蒸发温度为  $10 \text{ }^\circ\text{C}$  时,在不同的终止水温度下,CO<sub>2</sub> 跨临界循环热泵系统的  $COP_H$  与高压侧压力  $P_{cond}$  的关系。当终止水温度  $t_{ter,w}$  为  $45 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $50 \text{ }^\circ\text{C}$  和  $55 \text{ }^\circ\text{C}$  时,系统的  $COP_H$  随着高压侧压力的升高而降低,平均降低幅度为  $0.4/\text{MPa}$ 。当终止水温度为  $60 \text{ }^\circ\text{C}$  和  $65 \text{ }^\circ\text{C}$  时,系统的  $COP_H$  随着高压侧压力的升高呈先升高后降低的趋势,存在一个最大值,与此相对应的高压侧压力为最优高压侧压力  $P_{opt}$ 。

从图 5 和图 6 可以看出,随着高压侧压力  $P_{cond}$

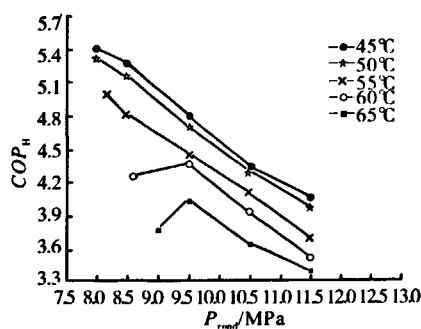


图4 系统  $COP_H$  随高压侧压力的变化

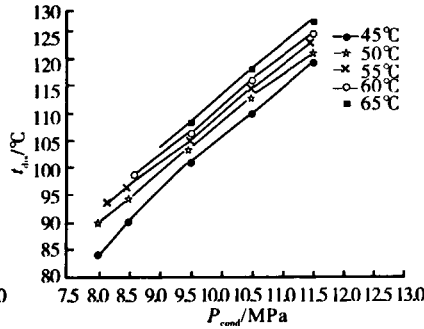


图5 压缩机排气温度随高压侧压力的变化

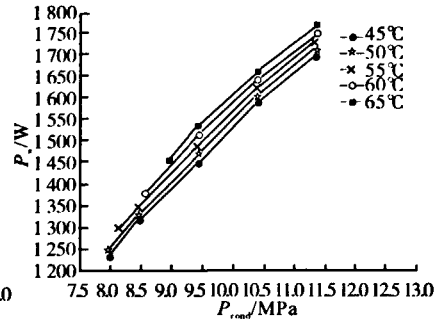


图6 压缩机耗功随高压侧压力的变化

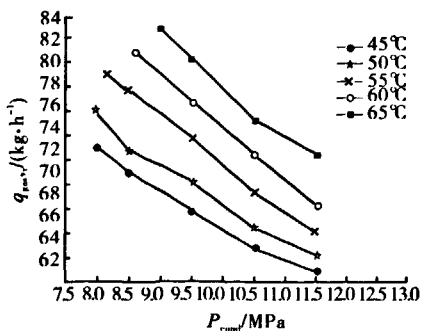


图7 制冷剂质量流量随高压侧压力的变化

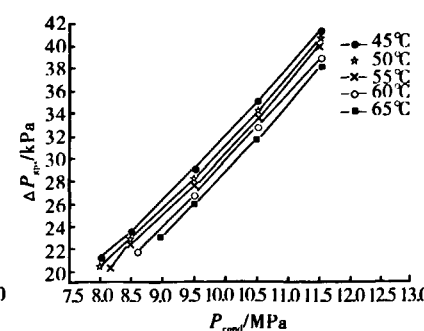


图8 气冷器差压随高压侧压力的变化

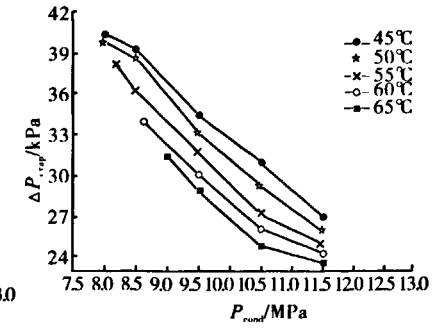


图9 蒸发器差压随高压侧压力的变化

的升高,压缩机的排气温度  $t_{\text{dis}}$  和耗功  $P_w$  也随之升高,几乎呈线性关系. 压缩机排气温度平均升高幅度为  $9\text{ }^\circ\text{C}/\text{MPa}$ , 压缩机的耗功平均升高幅度为  $134.5\text{ W}/\text{MPa}$ . 这是因为蒸发温度不变,随着高压侧压力升高,压缩机的压缩比也随之升高,进而导致其排气温度和耗功的升高. 随着终止水温度的升高,压缩机的排气温度和耗功呈现整体升高的趋势.

图7表明,制冷剂质量流量  $q_{\text{gas,r}}$  随着高压侧压力  $P_{\text{cond}}$  的升高而降低,高压侧压力每升高  $1\text{ MPa}$ , 制冷剂质量流量的平均降低幅度为  $3.7\text{ kg/h}$ . 同时,随着终止水温度的升高,制冷剂质量流量呈现整体升高的趋势.

图8表示的是气冷器的差压  $\Delta P_{\text{gas}}$  随着高压侧压力  $P_{\text{cond}}$  的升高而升高,平均升高幅度为  $5.86\text{ kPa}/\text{MPa}$ . 图9表示的是蒸发器的差压  $\Delta P_{\text{evap}}$  随着高压侧压力  $P_{\text{cond}}$  的升高而降低的趋势,平均降低幅度为  $3.63\text{ kPa}/\text{MPa}$ , 且气冷器的差压和蒸发器的差压与高压侧压力几乎呈线性关系. 这是因为系统中的制冷剂是一定的,随着高压侧压力的升高,气冷器段的制冷剂总量也升高,进而导致气冷器的差压升高;而蒸发段的制冷剂总量随之减少,进而导致蒸发器的差压降低,且随着终止水温度的升高,气冷器和蒸发器的差压整体呈现降低的趋势.

## 4 结论

1) 在水源温度为  $30\text{ }^\circ\text{C}$ , 初始水温度为  $25\text{ }^\circ\text{C}$ , 蒸发温度为  $10\text{ }^\circ\text{C}$ , 蒸发器侧的水热源流量为  $0.6\text{ m}^3/\text{h}$  条件下, 当终止水温度为  $60\text{ }^\circ\text{C}$  和  $65\text{ }^\circ\text{C}$  时, 系统  $COP_H$  随着高压侧压力的升高呈先升高后降低的趋势, 存在一个最大值, 与此相对应的高压侧压力为最优高压侧压力. 如终止水温度为  $60\text{ }^\circ\text{C}$ , 系统的  $COP_H$  最大值为  $4.4$ , 最优高压侧压力为  $9.5\text{ MPa}$ . 所以在设计系统时, 要使系统的高压侧压力运行在最优高压侧压力附近, 确保系统的  $COP_H$  处于最优值.

2) 系统  $COP_H$  随终止水温度升高而下降的幅度越来越大, 如终止水温度在  $45\sim 50\text{ }^\circ\text{C}$  时, 系统  $COP_H$  的降幅远小于终止水温度在  $55\sim 60\text{ }^\circ\text{C}$  时的

降幅. 这是因为随着终止水温度的升高, 气冷器制冷剂侧出口温度也随之升高, 导致气冷器制冷剂侧放热量的减少. 同时, 压缩机的排气温度也升高, 导致压缩机耗功的升高和效率的降低, 进而使系统  $COP_H$  的降幅增加, 最终导致在不同的终止水温度下, 曲线变化比较大.

3) 其他工况条件不变, 随着终止水温度的升高, 系统的  $COP_H$  逐渐降低. 所以, 在满足热水要求的前提下, 为使系统  $COP_H$  最高, 要尽量降低终止水温度.

4) 本试验台采用的是同轴套管式换热器, 其内管为螺旋状, 可增加水侧和制冷剂侧的扰动, 增强换热器的综合换热系数. 试验证明, 换热器的换热效果很好, 系统运行稳定, 气冷器的换热系数最大为  $636\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , 蒸发器的换热系数最大为  $450\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , 为  $\text{CO}_2$  跨临界循环热泵系统的开发提供了很好的物质基础.

5) 本试验台节流装置采用了2个节流阀, 试验结果表明, 2个节流阀很好地调节了系统的高、低压侧压力, 使试验参数的采集范围更全面, 可以为  $\text{CO}_2$  跨临界循环热泵系统的开发提供更广泛的实验依据.

## 参考文献:

- [1] 丁国良.  $\text{CO}_2$  制冷技术新发展[J]. 制冷空调与电力机械, 2002, 23(86): 1.
- [2] 季建刚, 黎立新, 蒋维钢. 跨临界循环二氧化碳制冷系统研究进展[J]. 机电设备, 2002(4): 23.
- [3] 彭梦琰, 胡焯. 二氧化碳制冷剂的应用研究[J]. 长沙铁道学院学报, 2000, 18(4): 92.
- [4] 周子成. 二氧化碳热泵热水器[J]. 制冷与空调, 2005, 5(4): 9.
- [5] 李小飞, 陈汝东.  $\text{CO}_2$  循环的特点及其在热泵热水器中的应用[J]. 流体机械, 2005, 33(2): 59.
- [6] William S, Bodinus P E. The rise and fall of carbon dioxide systems[J]. ASHRAE Journal, 1999, 41(4): 37.
- [7] 李先碧, 冯雅康. 二氧化碳跨临界循环制冷的研究进展[J]. 真空与低温, 2007, 13(3): 173.
- [8] 刘圣春, 马一大, 刘秋菊.  $\text{CO}_2$  热泵热水器实验研究[J]. 天津大学学报, 2008, 41(2): 238.