

文章编号: 0253-4339(2012)06-0057-06

doi: 10.3969/j.issn. 0253-4339. 2012. 06. 057

跨临界CO₂双节流阀热泵系统的实验研究

王哲 龚毅 吴学红 侯锋

(郑州轻工业学院 机电工程系制冷与低温工程研究所 郑州 450002)

摘要 介绍了一种带有双节流阀和平衡储液器控制装置的跨临界CO₂热泵系统实验台, 针对系统相对功率影响指数和相对制冷系数影响指数进行量化分析, 论证了回热器对跨临界CO₂热泵系统性能的影响。结果表明: 在高压侧压力为10MPa以上, 蒸发温度在0℃以下时, 带回热器的系统功率相对较低。而蒸发温度在5℃以上, 无回热器的系统性能系数将提高3%至5%。这种新的带有双节流阀和平衡储液器控制装置可有效平衡系统高、低侧压力波动对性能的影响。研究结果为跨临界CO₂热泵的开发提供了实验依据。

关键词 热工学; 跨临界CO₂; 回热器; 性能系数; 双节流阀; 实验研究

中图分类号: TQ051.5; TB61⁺1

文献标识码: A

Experimental Research of Transcritical CO₂ Heat Pump System with Double Expansion Valve

Wang Zhe Gong Yi Wu Xuehong Hou Feng

(Electrical and Mechanical, Refrigeration and Cryogenics, Zhengzhou University of Light Industry, Zhengzhou, 450002, China)

Abstract A new transcritical CO₂ heat pump systems with dual expansion valve and balance CO₂ liquid reservoir adjustment device was introduced. The influence of the internal heat exchanger (IHX) on the system performances was analyzed on the basis of relative COP and compressor power. It is concluded that: the compressor power of system with IHX is relatively low when the high side pressure is over 10MPa, and the evaporating temperature is below 0℃. The COP of the system without IHX is about 3% to 5% higher than the system with IHX when the evaporating temperature is over 5℃. The new devices can control high and low side pressure effectively, and decrease the impact of pressure fluctuations on its COP. The experimental results provide important basis for the development of the transcritical CO₂ heat pump systems.

Keywords Pyrology; Transcritical CO₂; IHX; COP; Double throttle valve; Experimental study

众所周知制冷热泵技术在食品储藏、提供室内热舒适环境等与人类息息相关的生产生活中占了举足轻重的地位。根据国际制冷学会调查显示用于制冷热泵所消耗的电力约占全世界总发电量的15%左右^[1]。然而发电产生的直接排放和使用制冷、热泵设备中制冷剂泄漏所产生的间接温室气体排放都严重影响人类的生活环境^[2]。因此近些年制冷和热泵行业中利用CO₂作为绿色环保制冷剂替代方案已成为一种趋势, 比如使用CO₂的二次载冷剂系统、复叠系统和跨临界系统等^[3-5]。

国内外的研究重点多是关于跨临界CO₂热泵系统的, 但是系统较大的缺点就是节流损失大, 因此需要采取一些措施来提高系统的性能, 比如采用膨胀机、喷射器以及涡流管等^[6-8], 但这些设备同时也会使系统变得更加复杂。而使用回热器(IHX)一方面可以使压缩机吸气过热, 避免压缩机液击,

另一方面也可以用来提高跨临界CO₂制冷系统的效率, 因此, 国内外的许多研究人员进行了回热器对系统性能影响的相关研究^[9-10]。但是与传统的亚临界制冷循环不同, 跨临界CO₂系统运行时, 进入回热器的是超临界流体并非高温高压的制冷剂液体, 回热器出口即节流阀进口CO₂的状态是液体和超临界流体的混合物, 于是在此状态下直接节流将会导致很大的节流损失, 影响跨临界CO₂循环的性能。并且系统高压侧压力和温度相互独立, 在一定工况下系统整体压力和温度波动较大, 对整体运行和性能也会有一定影响^[11]。

为了解决以上问题, 通过搭建带有回热器的跨临界CO₂热泵系统实验台, 并使用一种新型双节流阀且带有平衡储液器的调节装置, 在不同蒸发温度条件下, 改变高、低压侧压力, 实现变工况跨临界CO₂热泵系统的运行, 来研究回热器对跨临界

CO₂系统性能参数的影响,从而寻求提高系统效率的方法。

1 跨临界CO₂热泵系统实验台

1.1 实验设备

如图1为跨临界CO₂制冷热泵实验台流程图。系统含三大部分包括热泵系统、循环水系统和数据采集系统。其中热泵系统主要包括:意大利Dorin公司生产的半封闭活塞式压缩机,额定功率为1.4kW,额定转速为1450r/min,排气量为1.12m³/h;蒸发器和气体冷却器采用的是新型同轴套管式换热器,水走内侧,制冷剂走外侧,同时为了满足压力要求,内管采用的是镍白铜,外管采用的是冷轧不锈钢。双节流阀采用手动节流机构,阀体材料为不锈钢,最高工作温度为100℃,最大进口压力41.5MPa,最大控制出口压力16MPa,入口/出口尺寸为10mm;储液器为特制耐压钢瓶。循环水系统:有冷却水系统、冷冻水系统以及外部平衡用水系统组成,主要设备包括多级静音水泵、涡轮流量计以及恒温水箱等。数据采集系统:系统在运行时的压力、温度以及质量流量等参数都通过Keithley数据采集仪进行采集;主要设备为数据采集仪、质量流量计、压力变送器以及差压变送器等,测量仪器的主要精度如表1所示。

表1 系统中主要测量仪器的型号及精度参数

Tab.1 Accuracies of the measurement devices used in the system

测量变量	测量仪器	量程	精度
温度/℃	铜-康铜热电偶	-40.0~200.0	±0.5
压力差/MPa	压差变送器	0~3.5	±0.1%
压力/MPa	压力变送器	0~35	±0.1%
水流量/(m ³ /h)	涡轮流量计	1~10	±0.5%
制冷剂流量/(kg/s)	科氏流量计	0~0.3	±0.2%
压缩机功率/(kW)	数字功率计	0~6	±0.5%
压缩机转速/(r/min)	电子变频器	0~1450	±1.5%

1.2 系统分析

系统通过高压侧节流阀和低压侧节流阀分两步节流,可以很好地调节低压侧压力(蒸发温度)和高压侧压力;附带一个处于中间压力下的储液器可以使CO₂在系统中以一个中间压力贮存起来,达到平衡高低压侧压力波动对整个系统运行的影响。如图2所示(b-c)为制冷剂经过压缩机压缩,变为超临界CO₂流体;(c-d)为经过气冷却器等压冷却,将热量传给冷却水;再经过回热器(d-e),把热量传给低温低压的亚临界CO₂(a-b),使进入压缩机的制冷剂过热,防止液击;然后液体和超临界流体的混合物状态下的CO₂经过高压侧节流阀节流(e-f),变为饱和CO₂液体和气体的混合物,流入中间压力下的储液器储存,储液器是上进下出,则只有液态的CO₂

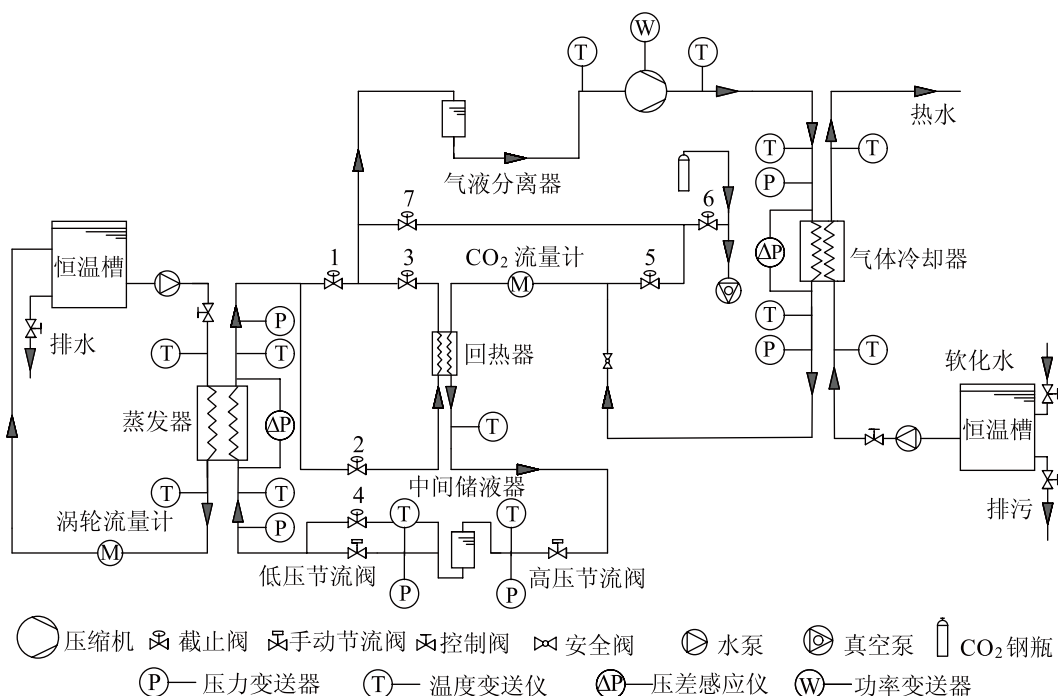


图1 跨临界CO₂热泵系统实验台流程

Fig.1 Schematic diagram of the transcritical CO₂ heat pump system test-bed

制冷剂可以流出, 进入低压侧节流阀进行第二次节流(f-g); 随后降为低温低压的制冷剂, 进入蒸发器, 从冷冻水中吸取热量, 再经过回热器过热, 最后进入压缩机(g-b), 完成跨临界CO₂制冷循环。如图1所示实验台的改进之处在于使用一种新型双节流阀带有平衡储液器的调节装置; 并通过阀门2、3的开启和1的关闭调节回热器的使用状态, 方便实验条件的转换和测量。

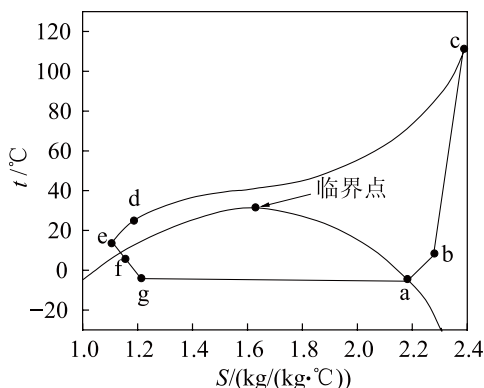


图2 跨临界CO₂循环系统T-S图

Fig.2 T-S diagram of the transcritical CO₂ cycle system

2 实验与分析

2.1 实验方案

跨临界CO₂制冷热泵系统的能效受到气体冷却器出口温度和压力等因素的影响^[12], 在超临界区域内这些变量是相对独立的, 因此设计为实验自变量。然后通过控制高压侧压力从7.5MPa到11.5MPa和蒸发温度从-10℃到10℃区间内变化。然后控制阀门1、2和3、4调节回热器的使用状态, 从而对跨临界CO₂制冷系统进行变工况性能测试。

2.2 双节流阀实验分析

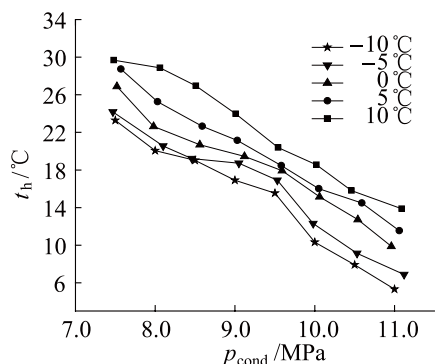


图3 高压侧节流阀出口温度随高压侧压力的变化

Fig.3 The high-pressure side of the throttle outlet temperature changes with high-pressure side pressure

图3和图4给出了系统高低压侧节流阀出口温度在不同蒸发温度下随着高压侧压力的变化曲线。

从图中可以看出在一定的蒸发温度下, 系统中高压和低压节流阀各自节流后的出口温度, 随着高压侧压力的升高, 所反映出的趋势是不尽相同的。高压侧节流阀的出口温度对压力比较敏感呈下降趋势, 低压侧节流阀出口温度相对于压力改变基本无变化。这是因为在高压侧节流阀进口处CO₂制冷剂处在超临界流体和液体的混合状态下; 而在超临界区, 温度和压力是两个相互独立的变量, 在节流时CO₂制冷剂混合物温度受高压侧压力和节流膨胀的影响呈现温度下降趋势; 高压侧压力越大, 相应的节流后温度越低, 这是因为相同节流阀开度时, 进口压力越大节流效应越明显, 温度越低。在高压侧节流后部分CO₂气体和饱和液体混合物的制冷剂, 经过中间的储液器平衡了系统压力波动, 减小了高压侧压力对温度的影响, 随后储液器内的CO₂饱和液体制冷剂进入低压侧节流阀进行第二次节流, 经过中间储液器的压力平衡, 低压侧节流阀出口温度几乎不受高压侧压力的影响。总的来说随着蒸发温度的升高, 系统中双节流阀出口温度都升高, 与蒸发温度成正向关系。

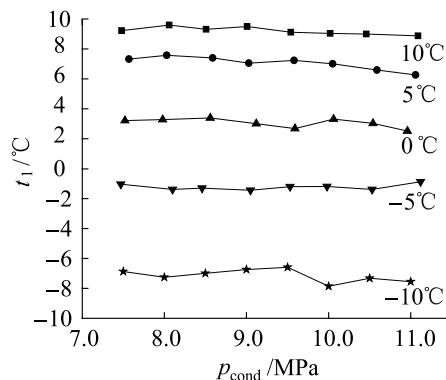


图4 低压侧节流阀出口温度随高压侧压力的变化

Fig.4 The low-pressure side of the throttle outlet temperature changes with high-pressure side pressure

2.3 系统能耗实验分析

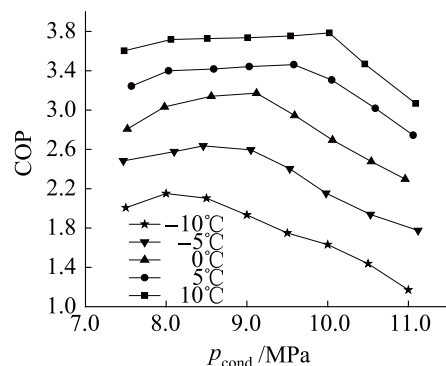


图5 系统COP随高压侧压力的变化

Fig.5 The COP of the system changes with the high-pressure side pressure

图5给出了冷却水出口温度为55℃时,在不同的蒸发温度下,随着高压侧压力的升高,跨临界CO₂制冷系统COP的变化趋势。对某一蒸发温度,当压力较小时系统COP值也较小,这时高压侧压力升高所引起的制冷量增量比压缩功增量逐渐增大,系统COP与高压侧压力正相关;当高压侧压力增大达到最优压力时,系统COP出现一个峰值,随后系统高压侧压力的升高所引起的制冷量增量比压缩功增量逐渐减小, COP与高压侧压力负相关, COP的总体趋势是先升高后降低。当蒸发温度为-10℃时,其所对应的最优高压侧压力为8.2MPa,其COP为2.15;而当蒸发温度为10℃时,其所对应的最优高压侧压力为10.1MPa,其COP为3.82。而且蒸发温度由-10℃到10℃之间,使系统COP达到最大值的最优压力在8.2MPa到10.1MPa范围内随蒸发温度成正相关变化。即COP随着蒸发温度的升高而升高,且蒸发温度所对应的最优压力也升高,跨临界CO₂系统在此压力范围内其总能效比最高。由此可以得出:当高压侧压力在最优压力范围内变动时,提高循环的蒸发温度,可以提高系统的性能系数,但会增加系统的耐压要求,导致系统成本的提高。所以在系统设计的过程中,应充分考虑系统COP的提高与耐压成本增加的关系,找到一个最佳范围,使系统达到最优。

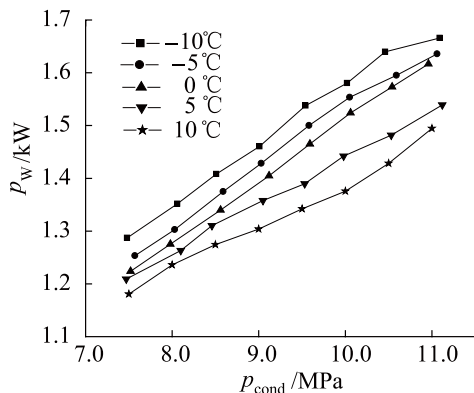


图6 系统压缩机功率随高压侧压力的变化
Fig.6 The compressor power of the system changes with the high-pressure side pressure

从图6可以看出在不同的蒸发温度下,随着高压侧压力的升高压缩机所耗功率的变化趋势。在一定蒸发温度下随着高压侧压力的升高,压缩机的功耗也随之升高,压缩机的功耗几乎与高压侧压力成正线性关系,功耗的平均升高幅度为127.3W/MPa。这是因为当蒸发温度不变时,随着高压侧压力的升高,压缩机的压缩比也随之上升,压缩机吸气效率降低,活塞向上运行阻力增加,轴功率

加大,进而导致其耗功的升高^[13]。而在蒸发温度从-10℃增加到10℃的过程中,压缩机的耗功也不断增加成正相关趋势。这是因为当蒸发温度上升后,有以下两个方面因素对轴功率的改变产生影响:1)吸汽比容减小,使得系统制冷剂的质量循环量增大,对所需轴功率有上升的影响。2)压缩比减小,使得单位质量制冷剂所需的压缩功减小,对所需轴功率有减小的影响。通常当蒸发温度较高时,第一条因素占上风;蒸发温度较低时,第二条因素占上风。即随着高压侧压力和蒸发温度的上升,压缩机耗功在不断升高。

2.4 回热器对系统的影响

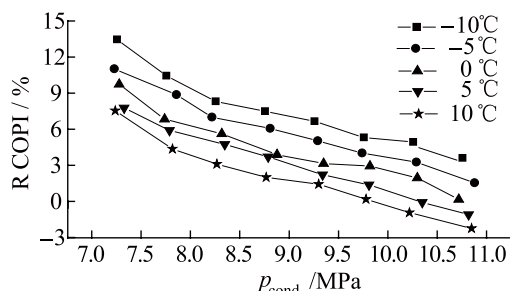


图7 系统相对COP影响指数的变化趋势
Fig.7 System relative COP impact of the change trend of the index

图7显示的是在不同的高压侧压力、不同蒸发温度下回热器对跨临界CO₂制冷系统相对COP影响指数的变化趋势。因为回热器的使用对系统COP的影响有两方面作用,其一是系统制冷剂的质量流量随回热器的使用有减小的趋势,使COP降低;其二是节流前制冷剂过冷,使蒸发器中制冷剂焓差增大,系统制冷量增大,导致COP上升。为了量化分析回热器对系统COP的影响,引入相对COP影响指数^[14]:

$$RCOPI(\%) = \frac{COP - COP'}{COP'} \times 100\% \quad (1)$$

式中: COP'表示系统无回热器时的制冷系数。从图中可以看出,回热器的使用明显增加了系统的COP值,而且随着高压侧压力的减小和蒸发温度的下降增量更为明显。这是因为蒸发温度降低,系统回热器的换热效率增大,系统过冷量增大。然而随着高压侧压力的增加回热器高压侧入口温度增大换热效率减小,且系统中CO₂的质量流量减小都导致COP减小。最后当高压侧压力达到11MPa以上,蒸发温度为5℃左右时,无回热器系统COP大于有回热器的1%到3%左右,可以推断随着压力继续升高,蒸发温度增大无回热器系统COP更大。

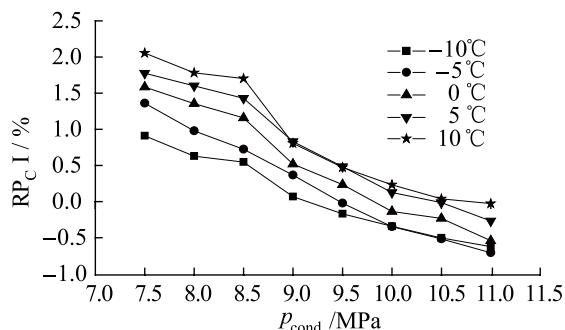


图8 系统相对压缩机功率影响指数的变化趋势

Fig.8 The system is relatively compressor power affect the trend of the index

由回热器引起的蒸汽过热除了造成系统制冷剂的流量减小,同时也增加了特定的压缩机轴功。因此这两种效应影响压缩机的功率,制冷剂的流量减小时,压缩机的功率随之减小。而压缩机的功率随轴功增加而上升。为了量化分析回热器对压缩机功率的影响,引入压缩机相对功率影响指数^[15]:

$$RP_c I(\%) = \frac{P_c - P'_c}{P'_c} \times 100\% \quad (2)$$

式中: P'_c 表示系统无回热器时的压缩机功率。图8给出了压缩机相对功率影响指数 $RP_c I$ 随高压侧压力和蒸发温度改变时的变化趋势。可以得出回热器的使用明显增加了循环系统的压缩机功率。这是因为随着高压侧压力的减小和蒸发温度的升高,导致压缩机压比减小,提高了压缩机的功率。另外在较高的压力(10MPa以上)和较低的蒸发温度(0℃以下),带回热器的系统压缩机功率相对较低,所以可以推断在此状态以上不带回热器的跨临界CO₂系统有较高的压缩机功率。

3 结论

在自行搭建的跨临界CO₂制冷热泵系统的实验台上,通过使用高、低压侧节流阀与压力平衡储液器,并调节高压侧压力、蒸发温度等参数和回热器的使用状态来研究系统性能,分析系统参数的变化趋势,得出以下结论:

1) 系统COP随着高压侧压力的升高,先增大后降低,存在峰值范围,与此相对应的压力范围为最优高压侧压力范围。所以在设计系统时,要使系统的高压侧压力在最优压力范围内变动,其总能效比最高,这时提高循环的蒸发温度,可以提高系统的性能系数。

2) 通过分析回热器对压缩机功率、制冷COP均有增大和减小两种影响趋势,引入相对影响指数

来量化回热器的影响效应。回热器增加了压缩机的吸排气温,导致特别是在低蒸发温度下系统运行的工况范围减小。

3) 实验台采用了高、低压侧节流阀,分别调节高、低压侧压力,进行分步节流;中间储液器起到平衡系统压力波动的作用,相对于单一节流过程减小了焓损失,改善了CO₂超临界流体和液体的混合物对系统的影响,平衡了换热器的进出口压差,使实验参数的采集范围更加全面,可以为跨临界CO₂制冷热泵系统的开发提供更广泛的实验依据。

参考文献

- [1] IIR. International Institute of Refrigeration statement at COP-15[R]. Copenhagen, Denmark, 2009, 12: 7-18.
- [2] S A Tassou, Y T Ge, A Hadawey, et al. Energy consumption and conservation in food retailing[J]. Applied Thermal Engineer, 2011, 31 (2-3): 147-156.
- [3] 王炳明, 于志强, 姜绍明, 等. NH₃/CO₂复叠制冷系统实验研究[J]. 制冷学报, 2009, 30 (3): 21-24. (Wang Bingming, Yu Zhiqiang, Jiang Shaoming, et al. Experimental Study on NH₃/CO₂ Cascade Refrigeration System[J]. Journal of Refrigeration, 2009, 30 (3): 21-24.)
- [4] Luca Cecchinato, Marco Corradi. Transcritical carbon dioxide small commercial cooling applications analysis [J]. International Journal of Refrigeration, 2011, 34 (6): 50-62.
- [5] J Sarkar, Souvik Bhattacharyya, M Ram Gopal. Optimization of a transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications[J]. International Journal of Refrigeration, 2004, 27 (8): 830-838.
- [6] 姜云涛, 马一太, 李敏霞, 等. 二氧化碳跨临界循环系统用新型膨胀机的研发[J]. 制冷学报, 2010, 31 (5): 1-4. (Jiang Yuntao, Ma Yitai, Li Minxia, et al. Development of Newly-Designed Expander Used in CO₂ Transcritical System[J]. Journal of Refrigeration, 2010, 31 (5): 1-4.)
- [7] 庞宗占, 马国远. 喷射器对准二级压缩-喷射复合热泵系统性能的影响[J]. 制冷学报, 2007, 28 (5): 26-30. (Pang Zongzhan, Ma Guoyuan. Effects of Ejector on Performances of Quasi Two-stage Compression Heat Pump System Coupled with Ejector[J]. Journal of Refrigeration, 2007, 28 (5): 26-30.)
- [8] 何曙, 郭建, 吴玉庭, 等. 整流器对涡流管能量分离性能影响的研究[J]. 制冷学报, 2006, 27 (1): 38-41. (He Shu, Guo Jian, Wu Yuting, et al. Effect of the Rectify on the Energy Separation Performance of the Vortex Tube[J]. Journal of Refrigeration, 2006, 27 (1): 38-41.)
- [9] Minetto S. Theoretical and experimental analysis of a CO₂ heat pump for domestic hot water[J]. International Journal of Refrigeration, 2011, 34 (3): 742-751.

- [10] 崔晓龙, 邢子文. 水冷式跨临界CO₂商用热泵热水器实验研究[J]. 制冷学报, 2009, 30(3): 11-15. (Cui Xiaolong, Xing Ziwen. Experimental Study on Commercial Water Source Heat Pump with Transcritical CO₂ Cycle[J]. *Journal of Refrigeration*, 2009, 30(3): 11-15.)
- [11] Emmanuel Cayer, Nicolas Galanis, Martin Desilets, et al. Analysis of a carbon dioxide transcritical power cycle using a low temperature sourcen[J]. *Applied Energy*, 2009, 86(7-8): 1055-1063.
- [12] Man Hoe Kima, Jostein Pettersen, Clark W Bullard. Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems[J]. *Prog. Energy Combust. Sci.*, 2004, 30(2): 119-174.
- [13] Yuan Ma, Huagen Wu, Xueyuan Peng. Development and Performance Measurement of a Reciprocating Transcritical CO₂ Compressor[C]//The 6th International Conference on Compressor and Refrigeration ICCR, 2008: 270-278.
- [14] Joaquim Rigola, Nicolás Ablanque, Carlos D. Pérez-Segarra, et al. Numerical simulation and experimental validation of internal heat exchanger influence on CO₂ trans-critical cycle performance[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2010, 33(4): 664-674.
- [15] E. Torrella, D. Sánchez, R. Llopis, et al. Energetic evaluation of an internal heat exchanger in a CO₂ transcritical refrigeration plant using experimental data[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2011, 34(1): 40-49.

作者简介

王哲, 男(1986-), 硕士, 郑州轻工业学院, 13849087260, E-mail: zhezhenature@126.com。研究方向: 自然工质CO₂在制冷热泵领域中的应用。现在进行的研究项目有: 国家十一五科技支撑计划项目(2006BAJ01A10-07)。

About the author

Wang Zhe (1986-), male, Postgraduate, Electrical and Mechanical Refrigeration and Cryogenics, Zhengzhou University of Light Industry, 13849087260, E-mail: zhezhenature@126.com. Research fields: natural refrigerant CO₂ in the field of refrigeration heat pump. The author takes on project supported by the Key Technologies R&D Program of China Foundation during the 11th Five-year Plan Period (No.2006BAJ01A10-07).