

DOI: 10.3969/j.issn.1674-1951.2020.12.011

一种跨临界 CO₂ 热泵系统的设计

Design of a transcritical CO₂ heat pump system

胡健

HU Jian

(华电郑州机械设计研究院有限公司, 郑州 450046)

(Huadian Zhengzhou Mechanical Design and Research Institute Company Limited, Zhengzhou 450046, China)

摘要:随着人们对能源需求量的提高和节能环保的重视,CO₂ 热泵在制冷与热泵领域的研究越来越多。热泵供热与其他方式供热相比系统效率较高,仅消耗少量高品位热能就可以利用环境中的低品位能量,即进行余热利用,是一种理想供热系统。CO₂ 作为天然工质具有极大优势,其热力学性能较好,符合清洁环保需求。介绍了 CO₂ 跨临界循环的优势和意义,在此基础上通过对热力过程的分析建立了 CO₂ 跨临界循环的热力循环,进行了循环各状态点的分析和选取,依据国标计算了 CO₂ 跨临界循环的各个参数点,通过优化使得热泵系数 COP_h 提高到 3.793。结果表明跨临界循环既提高了系统的供热效率,又使得设备空间得以压缩,有着极大的发展潜力与改进空间。

关键词:CO₂ 热泵; CO₂ 跨临界循环; 热泵供热; 热力循环; 节能环保

中图分类号:TU 822.2

文献标志码:A

文章编号:1674-1951(2020)12-0067-05

Abstract: With the increasing demand for energy and intensive attention paid on energy conservation and environmental protection, more and more studies have been made on CO₂ heat pumps applied in refrigeration and heat pump. Compared with other heat-supply methods, heat pump is more efficient in heat supply. It can make use of a large amount of low-grade heat in environment with only a little high-grade heat consumption, which is called waste heat utilization, an ideal heat-supply system. As a natural working medium, CO₂ is of prominent advantages for its good thermodynamic performance and conforming to clean and environmental requirements. Based on the introduction and advantage analysis on CO₂ transcritical cycle, a thermodynamic cycle of a CO₂ transcritical cycle was built and state points of the cycle were selected and studied in thermodynamic process. According to the national standard, CO₂ transcritical cycle state points with various parameter were calculated, and the Coefficient of Performance of the heat pump (COP_h) was increased to 3.793 by optimization. The results show that transcritical cycle not only improves the heating efficiency of the system, but also compresses the equipment space, which has great development and improvement potential.

Keywords: CO₂ heat pump; CO₂ transcritical cycle; heat pump heat supply; thermodynamic cycle; energy saving and environmental protection; energy

0 引言

能源是人类社会得以进步和发展不可或缺的物质,也是人类生存的基石。随着当今世界经济的飞跃式发展,能源的需求量大幅提高,全球范围内出现了能源大量短缺和环境急速恶化的问题,需要对当前能源消耗模式进行大幅度优化,提高资源利用率,节约资源,保护环境。

另一方面,人们对于居住生活的条件与环境提出了更高要求,日常生活中的能量消耗大幅增加,尤其是家庭中对于热量与冷量的需求逐年上升。

目前建筑能耗的比例已经超过了 30%,降低其能耗是节能关键的一个步骤。

在各种节能技术中,空气源热泵热水技术发展较为完善且具有较好的节能效果。空气源热泵热水装置能够通过将极少量的高品位能量传递给被加热对象,并大量吸收环境中的低品位热量来实现对环境余热利用。同时,空气源热泵装置结构较为紧凑,设备简单,寿命较长,占用空间较小(不需要锅炉),能耗与污染也极小,适用于建筑节能。

然而,人工合成的制冷剂对生态环境具有极为严重的破坏力。自 20 世纪以来,部分行业进行了使用氢氯氟烃(HFC)类工质来代替氯氟烃类(CFC)工质的方法改善对环境造成的破坏,然而 HFC 类物质

虽然减少对于臭氧层的破坏,却依然会造成较为严重的温室效应^[1]。人们逐渐意识到,任何人工合成的工质都会最终排放到生物圈中循环并影响生态平衡,应当尽量避免使用合成工质,因此自然工质例如 CO₂, NH₃, H₂O 和空气等逐渐受到人们重视。Neks^[2]认为 CO₂ 工质是一种极为理想的天然制冷剂,其物理性质稳定、无毒、不易燃、安全、制备价格较为低廉,因长久以来存在于大气之中而对环境没有破坏力。前国际制冷学会主席 Lorentzen 认为 CO₂ 是无法取代的制冷工质,并依据 CO₂ 的特性进行了跨临界循环研究,认为 CO₂ 跨临界循环有望在汽车、空调以及热泵等领域发挥重要作用,但当前的研究刚刚起步,还有很长的路要走^[3]。

国内外对于 CO₂ 热泵的研究正在如火如荼的正在进行中。Dresden 大学的 Heyl 等人^[4]进行跨临界循环方式的计算模拟,在系统部件上展开研究和探索,并建立了 CO₂ 试验台,进行高精度试验,得出相关结论;Essen 大学的 Schmidt 和 Steimle 等人^[5]将 CO₂ 热泵扩展到干燥方面,研究发现与传统工质相比,CO₂ 热泵没有带来更大的能耗,推动了其商业化进程;日本电力中央研究所(CRIEPI)的 Saikawa 等人^[6]早于 1994 年就已经提出将热泵中的工质替换为 CO₂,在对其性能与循环进行理论分析之后,他们得出了 CO₂ 热泵热水器在应用中的系统效率高于传统工质热泵的结论。我国对于 CO₂ 热泵热水器的研究仍处于试验研究阶段。天津大学王景刚等人^[7]搭建了热泵实验台,对 CO₂ 热泵的循环方式和主要循环部件进行了理论和试验研究,并对单级跨临界 CO₂ 循环与双级循环进行对比分析。中南大学的廖胜明等人^[8]分析了循环方式,同时优化循环参数,找到了最佳换热压力。清华大学的张宇等人^[9]研究分析了 CO₂ 热泵的水平管换热器,通过和企业之间的配合对微通道进行了试验模拟分析。

对于 CO₂ 热泵循环系统来说,CO₂ 的高压侧压力取值一般为 8.0~15.0 MPa,低压侧压力的取值一般为 2.5~5.0 MPa,因此节流装置必须保证能够在进出口压差达到 10.0 MPa 以上的压力下工作,这对于目前市场的商家来说难度较大^[10],节流装置两侧的压力差达到 4.0~11.0 MPa,会造成较大损失,虽然增加回热器可以减少这个损失,但依然是不可避免的。解决方法有两大类。一是将节流装置用膨胀机替代,回收部分膨胀功,CO₂ 跨临界循环的特点是循环压比小但膨胀功大。天津大学的管海清^[11]进行试验后得出换用膨胀机可以明显提高 CO₂ 跨临界循环系统的工作效率。

二是在跨临界 CO₂ 系统的优化改进中,加入回

热器可以显著地改变系统性能。Chen 等人^[12]首先研究了回热器对于跨临界 CO₂ 制冷系统最佳排气压力的影响。LLOPIS 等人^[13]通过试验数据分析了跨临界 CO₂ 制冷系统加入回热器与原系统的差别,发现在最低压力相同时回热器对压缩机功耗的影响很小。ELIZALDE 等人利用数值分析方法分析了不同条件下跨临界 CO₂ 热泵系统回热器内部参数变化以及工质的热物性变化^[14]。LEE G 等人^[15]研究了改变回热器内部的换热面积对水源热泵热水器的影响,结果表明,当换热面积增加时,最优的低压压力会下降。李东哲等人^[16]通过试验模拟的方法分析得出了回热器会使系统的热泵效率提高 5%~10% 的结论。

1 跨临界 CO₂ 热泵循环原理

CO₂ 的单位质量工质制冷量非常大,使得主要热力设备的结构尺寸大大减小,系统非常紧凑,这是 CO₂ 热泵的天然优势。CO₂ 临界压力较高,为 7.38 MPa,但临界温度很低,仅为 31.1 °C。根据循环中 CO₂ 工质的运行状态,可以将单机压缩机热泵循环分为跨临界循环和亚临界循环。亚临界循环可以参照压缩蒸汽制冷循环,整个循环中运行工况点都在 CO₂ 的临界点以下,因此循环效率极低,在目前的单机压缩式制冷循环中很少采用。

跨临界循环是近年来大力发展和推广的循环方式,也最为常见。循环过程中,高压侧的放热过程在临界点之上,工质性质介于气体和液体之间,温度和压力相互独立,低压侧的吸热过程在临界点以下,循环效率较高。

CO₂ 亚临界和跨临界的制冷循环温度如图 1—2 所示。由图可知,循环离临界点越近,系统效率越低;反之远离临界点时,系统效率较大。当工质在液体达到饱和时的比热越大,其温熵图上的饱和液体线的斜率就越小,节流过程就会产生更大的损失,制冷量减小,系统效率也就越小。所以 CO₂ 制冷循环的放热过程在临界点以上进行更加合适。

虽然由传统的热力学分析,CO₂ 作为制冷工质具有很多局限性,但由热力学第二定律可知,循环的制冷效率(COP)仅仅由 2 个恒温热源的温度所决定,所以系统效率并不受工质种类的局限。传统热力学将 COP 作为评价循环性能的关键性因素,这显然是不全面的,与优化系统还需要考虑系统和其他部件的性能^[1]。

跨临界 CO₂ 热泵系统的主要工作过程包括压缩过程、气体冷却过程、节流过程、蒸发过程和回热过程,回热过程将在优化系统部分详细介绍。热泵在

蒸发器中吸收环境中的热量,在气体冷却器中放热,向水放热产生热水。跨临界 CO₂系统存在一个最优高压压力,在此压力下系统的效率达到最大^[17]。跨临界 CO₂热泵系统的循环流程示意如 3 所示,CO₂跨临界循环压焓图如图 4 所示。

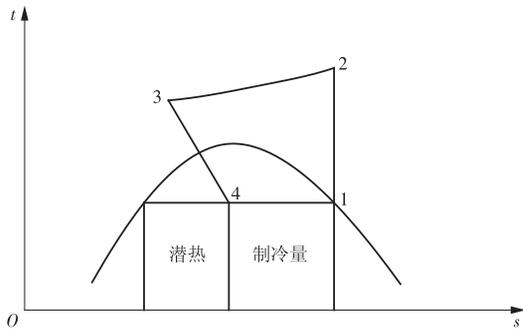


图 1 跨临界循环制冷量与潜热的关系

Fig. 1 Relationship between transcritical cycle refrigeration capacity and latent heat

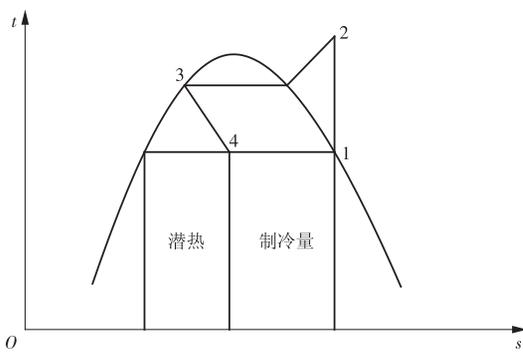


图 2 亚临界循环制冷量与潜热的关系

Fig. 2 Relationship between subcritical cycle refrigeration capacity and latent heat

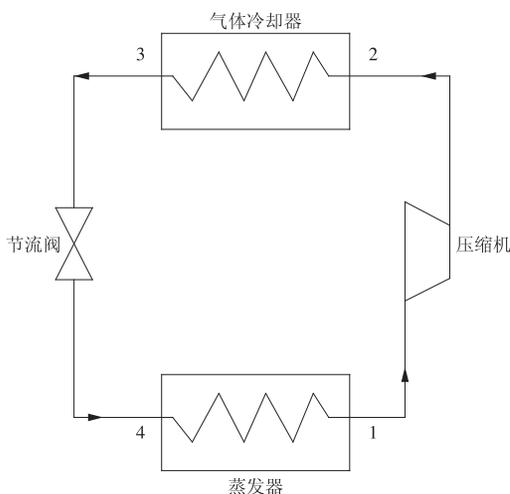


图 3 跨临界二氧化碳热泵系统的循环流程

Fig. 3 Circulation process of the transcritical CO₂ heat pump system

2 循环模型建立

CO₂临界温度低,在循环种类上选用跨临界循

环。CO₂热泵热水器的工作流程为:由 1 点经压缩机压缩至 2 点,变为高温高压气体;进入气体冷却器定压放热到 3 点,接着在膨胀阀(节流装置)中等焓节流到 4 点后进入蒸发器,在蒸发器中吸收水的能量,气化后再次进入压缩机,完成循环,如图 5 所示。

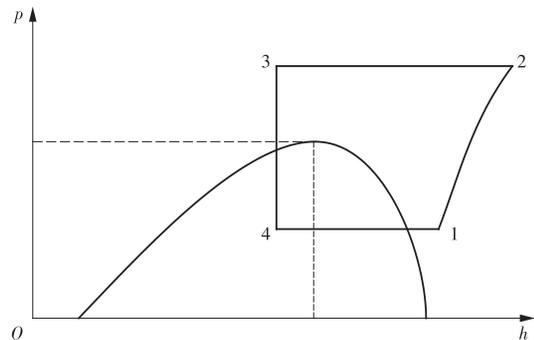


图 4 跨临界 CO₂热泵系统的循环压焓图

Fig. 4 Circulation pressure enthalpy diagram of the transcritical CO₂ heat pump system

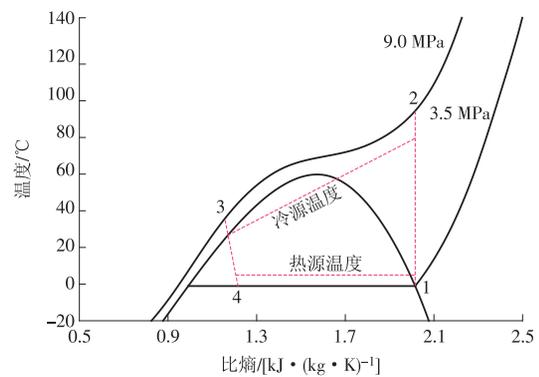


图 5 原始模型的循环 t-s 图

Fig. 5 Cyclic t-s diagram of the original model

GB/T 21362—2008《商业或工业用及类似用途的热泵热水器》^[18]对于测试名义工况、气体冷却器的热水出口温度以及系统必须达到的最小性能做出了规定,具体的测试工况及要求见表 1。

表 1 GB/T 21362—2008 规定的具体测试工况及要求

Tab. 1 Test conditions and requirements specified in GB/T 21362—2008

类型	使用侧(热水侧)/℃		热源侧(空气侧)/℃		COP
	初始水温	终止水温	干球温度	湿球温度	
普通型	15	55	20	15	3.7
低温型	9		10	6	3.1

由表 1 可以看出,空气源热泵按照最低运行温度可以分成两类:普通型与低温型。本文旨在对高温 CO₂热泵系统进行优化,没有特殊的条件要求,尽量简化外部条件,因此选用普通型热水器,模拟运行工况为干球温度 20℃,湿球温度 15℃,初始水温为 15℃,通过热泵热水器加热后达到 55℃以上,

$COP > 3.7$ 。

现在对模型数据进行拟定,由于选用普温型空气源热泵,其蒸发温度必须高于 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$,由 CO_2 热力性质图表可以得到,压力为 3.5 MPa CO_2 的饱和温度为 $0.1868\text{ }^{\circ}\text{C}$,非常符合系统要求,将干饱和曲线上的该点作为压缩机的入口 1 点,不对其进行过热处理。由于 CO_2 专用压缩机的效率较高,取绝热效率 $\eta_c = 0.8$ 为定值。

在不考虑端差的情况下,气体冷却器的水侧必须由 $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 升至 $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以上,以保证出口水温能够符合国家标准,根据此要求,取气体冷却器的出口温度为 $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。压缩机出口的压力对系统效率的影响很大,一般而言系统的高压侧压力取 $9\sim 15\text{ MPa}$ 。对模型进行讨论和分析,先取高压侧压力 $p_2 = 11\text{ MPa}$ 。衡量系统效率的标准是 2 个最主要参数:循环的制冷系数和制热系数。

$$COP = \frac{\text{收益}}{\text{代价}} = \frac{Q}{W}$$

式中: Q 为获得的冷量或热量, kW ; W 为压缩机耗功, kW 。

参照循环 $t-s$ 图的状态参数点,热泵系数为

$$COP_h = \frac{Q_h}{W} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

制冷系数为

$$COP_c = \frac{Q_c}{W} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

式中: h_1, h_2, h_3, h_4 为比焓, kJ/Kg ; COP_c 为系统的制冷系数; COP_h 为系统的热泵系数。

3 结果

将原始系统热力过程中的热力学公式输入工程方程求解 (Engineering Equation Solver, EES) 程序,并按照系统流程参照原始系统的 $t-s$ 图,对系统的各个参数点进行标号。1 点为压缩机进口点,20 点为理想等熵过程时压缩机出口状态点,2 点为压缩机实际出口状态点,3 点为气体冷却器出口状态点,4 点为节流装置的出口状态点。EES 软件的输出参数见表 2。

从表 2 中可以看出,气体冷却器的进口温度可以达到 $95\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以上,完全可以将出口水温加入到 $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以上,符合设计标准,压缩机所带来的不可逆熵增使得温度上升了 $6\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以上,这对于气体冷却器的换热效果而言是非常有利的。热泵系数在 3.7 以上,这个循环系统可以用于实际的装置中进行应用。

表 2 原始模型状态点的输出结果

Tab. 2 Output results of the original model state points

参数点	压力/MPa	温度/ $^{\circ}\text{C}$	比焓/ $(\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1})$	比熵/ $(\text{kJ}\cdot(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1})$
1	3.500	0.161 8	-75.98	-0.894 6
20	11.000	89.220 0	-29.41	-0.894 6
2	11.000	95.860 0	-17.76	-0.862 7
3	11.000	30.000 0	-238.60	-1.532 0
4	3.500	0.1618 0	-238.60	-1.489 0

注:1. 工质的焓与熵以 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, 1.013 MPa 作为基准点; 2. COP_c 为 2.793 , COP_h 为 3.793 。

4 结论

(1) 跨临界循环过程中,高压侧的放热过程在临界点之上,工质性质介于气体和液体之间,温度和压力相互独立,低压侧的吸热过程在临界点以下,循环效率较高。

(2) 循环离临界点越近,系统效率越小;反之远离临界点时,系统效率较大。当工质在液体达到饱和时的比热越大,其温熵图上的饱和液体线的斜率就越小,节流过程就会产生更大的损失,制冷量减小,系统效率也就越小。所以 CO_2 制冷循环的放热过程在临界点以上进行更加合适。

(3) CO_2 的单位质量工质制冷量非常大,使得主要热力设备的结构尺寸大大减小,系统非常紧凑,这是 CO_2 热泵的天然优势。

通过本文可以看出,高温 CO_2 热泵具有独特的性质,合理的对循环进行改变会带来明显的收益,具有巨大的改进潜力。 CO_2 作为天然制冷剂还有许多值得挖掘的优势,目前国内外的研究依然非常有限,有待进一步优化与分析。

参考文献:

- [1] 严俊杰. 发电厂热力系统及设备 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2003.
- [2] NEKSA P. CO_2 heat pump systems [J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25(4): 421-427.
- [3] LORENTZEN G. The use of natural refrigerants: A complete solution to the CFC/HCFC predicament [J]. International Journal of Refrigeration, 1995, 18(3): 190-197.
- [4] HEYL P, PREUBER S, KRAUS W E. The CO_2 heat pump project at the TU Dresden [J]. IIR, 1996.
- [5] STEIMLE F, FLACKE N, SCHMIDT E L, et al. Applying the transcritical CO_2 process to a drying heat pump [J]. International Journal of Refrigeration, 1998, 21(3): 202-211.
- [6] SAIKAWA M, HASHIMOTO K, HASEGAWA H. A basic study on CO_2 heat pumps especially for hot water supply,

- proceeding of and international conference on the use of non-artificial substances[J]. IIR, 1997.
- [7] 王景刚, 马一太, 魏东, 等. CO₂跨临界双级压缩带膨胀机制冷循环研究[J]. 制冷学报, 2001, 12(2): 6-11.
- WANG Jinggang, MA Yitai, WEI Dong, et al. Study on the cold cycle of CO₂ transcritical two-stage compression with expansion mechanism [J]. Journal of Refrigeration, 2001, 12(2): 6-11.
- [8] 廖胜明. 跨临界二氧化碳制冷循环参数优化[J]. 铁道科学与工程学报, 1997, 15(4): 41-45.
- LIAO Shengming. Parameter optimization of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle [J]. Journal of Railway Science and Engineering, 1997, 15(4): 41-45.
- [9] 张宇, 姜培学, 石润富, 等. 竖直圆管中超临界压力 CO₂ 对流换热实验研究[J]. 工程热物理学报, 2006, 27(2): 280-282.
- ZHANG Yu, JIANG Peixue, SHI Runfu, et al. Experimental study on convective heat transfer of supercritical pressure CO₂ in a vertical circular tube [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2006, 27(2): 280-282.
- [10] 王冬, 黄逊青, 钟家淞, 等. 二氧化碳热泵热水器技术发展与市场趋势[J]. 流体机械, 2009, 37(4): 72-78.
- WANG Dong, HUANG Xuqing, ZHONG Jiasong, et al. Technical progress and market trend of carbon dioxide heat pump water heater [J]. Fluid Machinery, 2009, 37(4): 72-78.
- [11] 管海清. CO₂跨临界循环膨胀机理与转子式膨胀机—压缩机研究[D]. 天津: 天津大学, 2005.
- [12] CHEN Y, GU J. The optimum high pressure for CO₂, transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers [J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(8): 1238-1249.
- [13] TORRELLA E, SÁNCHEZ D, LLOPIS R, 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.
- [14] ITUNA J F, BELMAN J M, ELIZALDE F, et al. Numerical investigation of CO₂ behavior in the internal heat exchanger under variable boundary conditions of the transcritical refrigeration system [J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 115: 1063-1078.
- [15] KIM S G, KIM Y J, LEE G, et al. The performance of a transcritical CO₂ cycle with an internal heat exchanger for hot water heating [J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(7): 1064-1072.
- [16] 李东哲, 殷翔, 宋昱龙, 等. 跨临界 CO₂ 热泵中间换热器对系统性能的影响研究[J]. 压缩机技术, 2016(4): 6-11.
- LI Dongzhe, YIN Xiang, SONG Yulong, et al. Study on the influence of intermediate heat exchanger of transcritical CO₂ heat pump on system performance [J]. Compressor Technology, 2016(4): 6-11.
- [17] 叶祖樑, 王驿凯, 潘祖栋, 等. 空气源跨临界 CO₂ 热泵中回热器影响的研究[J]. 西安交通大学学报, 2019, 53(5): 1-8.
- YE Zuliang, WANG Yikai, PAN Zudong, et al. Study on the influence of regenerator in air source transcritical CO₂ heat pump [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2019, 53(5): 1-8.
- [18] 商业或工业用及类似用途的热泵热水机: GB/T 21362—2008[S].

(本文责编: 齐琳)

作者简介:

胡健(1970—), 男, 河南信阳人, 高级工程师, 从事能源与动力工程方面的工作(E-mail: hujian@chec.com.cn)。