

[制造·使用·改进]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2019.05.016

CO₂ 双级压缩制冷循环气冷器的改进

刘业凤, 王东亮, 陈 申

(上海理工大学, 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘 要:针对目前超市使用的冷藏柜,其 CO₂ 双级压缩制冷循环系统中带中冷器的气冷器的出口温度并不理想,高于环境温度许多的情况,课题组提出了优化气冷器管程布置的试验方案。利用 MATLAB 程序对带中冷器的气冷器进行了模拟计算,并对 CO₂ 双级压缩制冷循环系统中带中冷器的气冷器进行了实验研究。通过对气冷器管壁出口温度的实验值和模拟值进行了对比分析,验证了模拟程序准确性。并且对现有的带中冷器的气冷器进行改进:修改 CO₂ 的流动线路,增大中冷器的换热面积,对气冷器的管程进行了重新的分配,然后对改进的带中冷器的气冷器的出口温度进行了模拟计算。结果显示,改进方案能有效优化带中冷器的气冷器的出口温度,提高了气冷器的整体性能。

关 键 词:冷藏柜;CO₂ 双级压缩制冷循环系统;中冷器;MATLAB

中图分类号:TB657 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2019)05-0084-05

Improvement of CO₂ Two-Stage Compression Refrigeration Cycle Gas Cooler

LIU Yefeng, WANG Dongliang, CHEN Shen

(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: In view of the situation that the outlet temperature of the gas cooler with intercooler in the CO₂ two-stage compression refrigeration cycle system currently used in supermarkets was not ideal and much higher than the ambient temperature, a scheme for optimizing the tube arrangement of the gas cooler was proposed. The MATLAB program was used to simulate the gas cooler with intercooler, and the gas cooler with intercooler in the CO₂ two-stage compression refrigeration cycle system was experimentally studied. The experimental and numerical values of the outlet temperature of the gas cooler tube were compared and analyzed to verify the accuracy of the simulation program. Moreover, an optimization scheme was proposed: the flow line of CO₂ was modified, the heat transfer area of the intercooler was increased and the pipeline of the air cooler was redistributed. The simulated outlet temperature of the improved gas cooler with the intercooler was simulated. The results show that the scheme can effectively optimize the outlet temperature of the gas cooler with intercooler and improve the overall performance of the air cooler.

Keywords: refrigeration cabinets; CO₂ two-stage compression refrigeration cycle system; intercooler; MATLAB

目前,制冷剂替代的一个研究方向是使用天然工质,而 CO₂ 是其中的一个重要的研究方向^[1]。CO₂ 作为自然工质,近几十年对其作为制冷剂的研究和应用越来越多,尤其是 CO₂ 跨临界循环使用的领域(汽车空调、热泵热水器、复叠式制冷等)^[2-4]。CO₂ 作为天然工质(臭氧消耗潜值为 0,全球变暖潜能值为 1),无毒、不可燃,既具有良好的安全性,又具有蒸发潜热较大和

单位容积制冷量高等优点^[5]。由于 CO₂ 临界压力高,跨临界循环气冷器的不可逆热损失和节流损失较大^[6],性能效率暂时和传统制冷剂还有一定的差距,因此提升它的使用效率和安全性,推广其应用范围是研究的热点。对于双级压缩制冷循环系统的性能,其高压压力和中间压力起着重要的作用。所以对于 CO₂ 双级压缩带中冷器制冷循环来说,2 个冷却器效果的

收稿日期:2018-12-11;修回日期:2019-05-08

基金项目:上海市浦江人才计划资助(17PJ1407200)。

第一作者简介:刘业凤(1973),女,山东枣庄人,博士,教授,主要从事制冷空调新技术的研究。E-mail: yfliu209@163.com

好坏直接决定了制冷循环的性能。在计算优化气冷器的换热效果时,气冷器的结构和质量也是必须考虑的因素^[7]。

近几年,针对翅片管式气冷器的优化研究,承压和胀管问题已经不再是翅片管式气冷器设计主要考虑的问题,提高其效率是目前研究的一个重点^[8]。课题组以 CO₂跨临界循环双级压缩制冷机组中的管翅式换热器为研究对象进行试验,试验所用的机组是用于冷藏饮料的超市展示柜。通过探索降低机组中的带中冷器的管翅式气冷器出口温度的方法,对原有机组的气冷器的管程布置进行了改进,给 CO₂跨临界循环双级压缩制冷机组中的气冷器的开发提供参考和优化的意见。

1 CO₂双级压缩制冷循环试验系统组成

1.1 实验研究

图1是课题组搭建的 CO₂带中冷器的双级压缩制冷试验系统图,对该系统进行试验研究的目的是:

- 1) 检查实验机组的气冷器的实际换热效果。
- 2) 通过实验和模拟的对比,验证已经建立的气冷器模型的准确性,为今后气冷器的研究做铺垫。
- 3) 根据模拟的计算结果,对现有机组的气冷器提出优化意见。

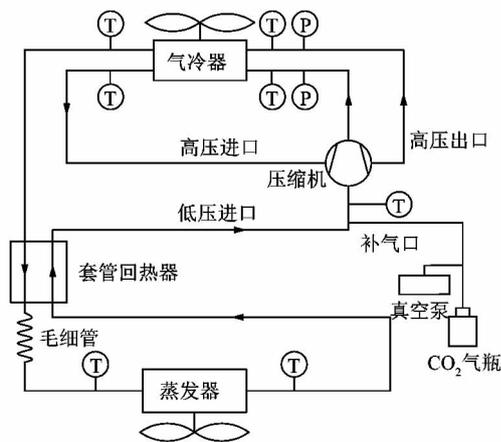


图1 带中冷器的 CO₂双级压缩制冷系统

Figure 1 CO₂ two-stage compression refrigeration system with intercooler

1.2 CO₂双级压缩制冷循环系统组成介绍

本次实验使用的 CO₂带中冷器的跨临界双级压缩机组是一台小型的展示柜,用于冷藏饮料。因为机组大小限制,所以气冷器和中冷器为一个整体式的管翅式换热器。CO₂双级压缩制冷循环实验系统主要由单机双级压缩机、气冷器(带中冷器)、蒸发器、回热器、

风扇、数据测量系统以及数据采集系统和环境室等组成。压缩机是 SANYO 单机 CO₂双转子双级压缩机。低压气体进入压缩机的低压级进行第一次压缩,然后进入中冷器冷却,再重新进入压缩机的高压机进行二次压缩后进入气冷器。压缩机的额定功率为 400 W;蒸发器为管翅式蒸发器,蒸发器的管径为 7 mm;回热器是套管式内部热交换器,可以有效降低节流前制冷剂的温度,并使流体的干度降低;节流装置为毛细管,外径为 2.1 mm;使用的风扇有 2 个,气冷器的风扇功率是 20 W,转速为 1 500 r/min;蒸发器的风扇功率是 10 W。采用的气冷器和中冷器为一体的管翅式气冷器,2 进 2 出,结构如图 2 所示。

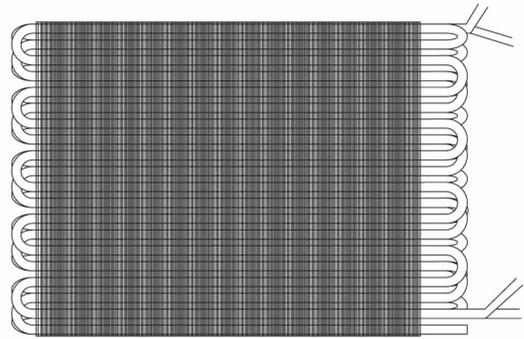


图2 气冷器(带中冷器)的结构

Figure 2 Structure of gas cooler (with intercooler)

1.3 数据测量以及采集系统

本实验系统各温度测点使用的都是 K 型热电偶,采用焊接的方式布置在管路上,标定精度可达 ± 0.1 °C。本次实验在循环系统上布置了 7 个温度测点,如图 1 所示,分别是压缩机低压进口,带中冷器的气冷器的 2 个进口,2 个出口,蒸发的进出口。并在气冷器上从进口到出口依次均布了 16 个温度测点,在中冷器上从进口到出口一共均匀布置了 8 个温度测点。

因为本实验系统的压力比较高,使用的是量程为 0 ~ 15 MPa NS- II 压力传感器。本次实验在气冷器上一共布置了 4 个压力测点,分别在气冷却的 2 个进口和 2 个出口。

本次实验在本校的冰箱性能实验室进行,实验室可以对温度和湿度进行调节,其调节范围为:干球温度为 -10 ~ 60 °C,相对湿度为 20% ~ 90%。湿度和温度可以达到 CO₂带中冷器跨临界双级压缩机组实验的环境工况。在实验开始前,通过控制面板把实验室设定到所需的温度和湿度值,等实验室内温度和湿度稳定后开始实验。

实验中,安捷伦 34970A 数据采集仪先把 NS- II 压力传感器和 K 型热电偶采集到的压力和温度从电信号转换为模拟型号,然后输出到计算机上记录。机组的电流、电压和功率等信息则是用 WT230 数字功率仪采集,并与计算机相连接。实验室有专门的软件,采集机组的所有数据信息并保存在计算机上。

1.4 机组实验工况

为了更充分地验证所建立数学模型的准确性,机组采用了 2 种实验工况:环境温度 32 °C、相对湿度 50%;环境温度 40 °C、相对湿度 68%。机组在 2 种工况下稳定运行一段时间后,采集机组的各个测点编号的温度值。

1.5 气冷器模型的建立

课题组利用刘胜春^[9]建立的数学模型对 CO₂ 带中冷器双级压缩制冷循环系统中的管翅式气冷器进行数学模型的建立。模拟计算中采用了 Yoon 等^[10]的公式作为 CO₂ 超临界的换热关联式:

$$Nu_f = a \times Re_f^b Pr_f^c \left(\frac{\rho_{pc}}{\rho_f} \right)^n \quad (1)$$

若 $T > T_{pc}$, 则 $a = 0.14, b = 0.69, c = 0.66, n = 0$;

若 $T \leq T_{pc}$, 则 $a = 0.013, b = 1.0, c = -0.05, n = 1.6$ 。

式中: T 为流体温度, T_{pc} 为流体临界温度, Nu_f 为流体努塞尔数, Re_f 为流体雷诺数, Pr_f 为流体普朗特数, ρ_f 为流体密度, ρ_{pc} 为临界流体密度。

本次模拟计算的程序使用 MATLAB (2015) 软件编写。计算过程中,制冷剂的物性参数使用 REFROP 调用入 MATLAB 中使用。计算的结果输出到 EXCEL 进行分析。

2 实验与模拟数据对比

图 3 到图 6 分别是 32 °C 和 40 °C 工况下,气冷器和中冷器的管壁温度的模拟值和实验测量值的对比图,图中的模拟值是把和实验相同的参数输入进模拟程序中计算出来的。

从图 3 ~ 6 中可以看出,模拟值总是低于实验值,4 种情况分别平均低了 1.47, 1.54, 1.87 和 1.39 °C。这是因为模拟计算的时候空气的流量和温度是稳态均匀分布的,但是实际在气冷器中的空气流动和流量分布相当复杂。从图 3 和图 5 上可以看出,在气冷器测点编号 9 ~ 13 实验测量段有一段温度的上升段。温度上升的原因是该段管程靠近气冷器的入口附近,其附近的翅片温度较高而造成的,但是模拟值并没有这段温度上升的阶段,这是因为模拟的时候没有考虑翅片的

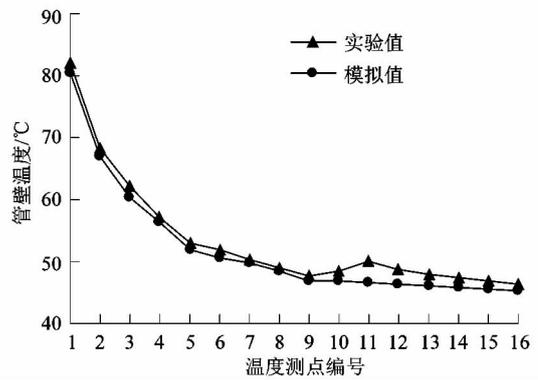


图 3 40 °C 工况下气冷器管壁温度模拟值和实验值的对比

Figure 3 Comparison of simulated and experimental values of gas cooler wall temperature under 40 °C conditions

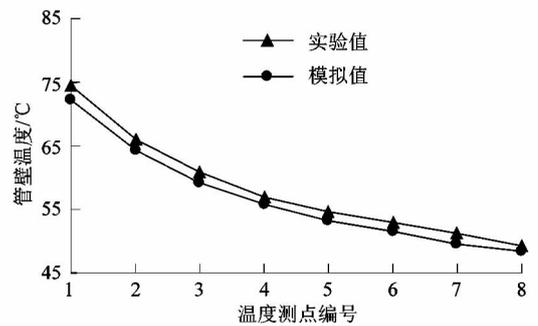


图 4 40 °C 工况下中冷器管壁温度模拟值和实验值的对比

Figure 4 Comparison of simulated and experimental values of intercooler wall temperature under 40 °C conditions

热桥现象,模拟的考虑并不充分。虽然模拟值和实验值有误差,但是误差并不大,并且两者的温度变化整体趋势是一致的。说明选用的换热关联式在此模型上是适用的,此气冷器模型也具有一定的准确性。

3 气冷器的优化设计方案

从实验和模拟的数据可知,在 40 °C 工况下,气冷器出口温度的实验值和模拟值分别为 46.3 °C 和 45.2 °C;在 32 °C 的工况下,气冷器的出口温度的实验值和模拟值分别为 38.5 °C 和 37.0 °C。气冷器的出口温度高于环境工况温度许多,对换热器本身换热量以及系统性能都会产生不利影响,所以对此气冷器优化十分有必要。

同时还能从图 4 和图 6 中看出中冷器各个测点的实验值的平均温度比气冷器的各个测点实验值的平均

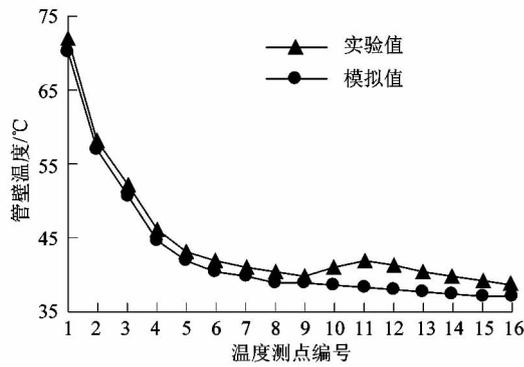


图5 32 °C工况下气冷器管壁温度模拟值和实验值的对比

Figure 5 Comparison of simulated and experimental values of gas cooler wall temperature under 32 °C conditions

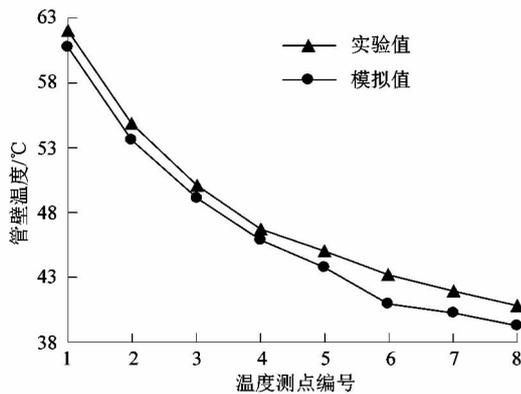


图6 32 °C工况下中冷器管壁温度模拟值和实验值的对比

Figure 6 Comparison of simulated and experimental values of intercooler wall temperature under 32 °C conditions

温度在2种工况下分别高了4.64 °C和3.29 °C,这是由于现有的中冷器的管排数比气冷器的管排数少,导致冷却不充分;又由于临界压力附近区域假临界温度的换热系数很高,而中冷器中的CO₂的压力靠近临界压力,所以应该增大中冷器的换热面积;同时降低高压级压缩机的吸气温度,有利于降低高压级压缩排气温度,利于整个循环。因此需要对气冷器的流体的管程进行重新的分配。图7是现有的带中冷器的气冷器管程侧视分布图。

该气冷器使用在小型的CO₂双级压缩制冷循环机组上,机组的空间有限。所以对整个换热器框架不进行修改,主要是修改CO₂的流动线路,尽可能地降低气

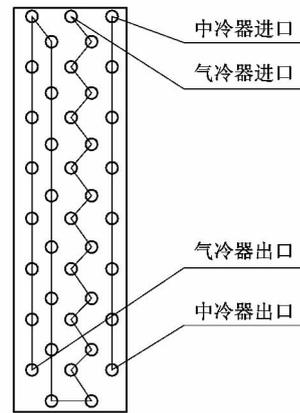


图7 现有气冷器的管程图

Figure 7 Tube diagram of existing gas cooler

冷器出口和中冷器出口温度。

对带中冷器的气冷器的管程主要改进方案:

- 1) 增大中冷器的换热面积,给中冷器增加了一管排数。
- 2) 给气冷器减少了一管排数,避免了因气冷器管排数较多而折回到气冷器进口段附近,从而使该段管程因气冷器进口段温度过高而导致其温度不降反升。

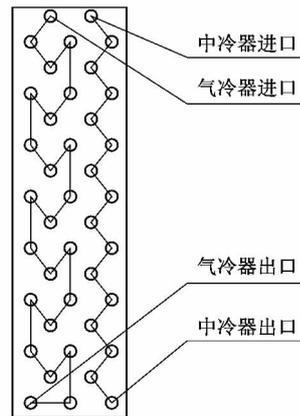


图8 改进的气冷器的管程图

Figure 8 Improved gas cooler tube diagram

图8是改进的带中冷器的气冷器的管程侧视分布图。在环境温度40 °C、相对湿度68%的工况下对改进的气冷器进行模拟计算,温度测点仍是从进口到出口均匀布置,测点数量和原有的保持一致,其输入主要参数和现有一致,计算结果如图9~10所示。

从图9中可以看出,改进的中冷器因为增大了一倍的换热面积,其模拟得到的出口温度相比原有的中冷器模拟的出口温度降低了接近2 °C,达到了优化效果。

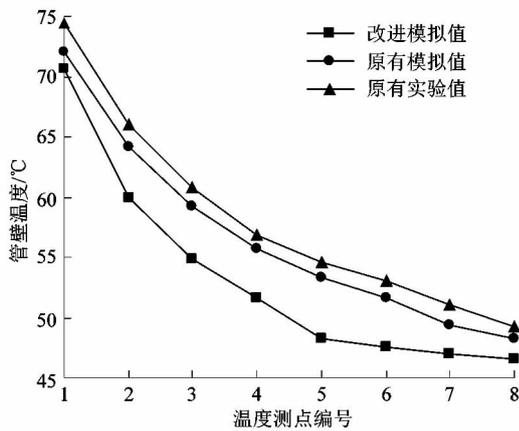


图9 改进的中冷器的管壁温度

Figure 9 Improved intercooler wall temperature

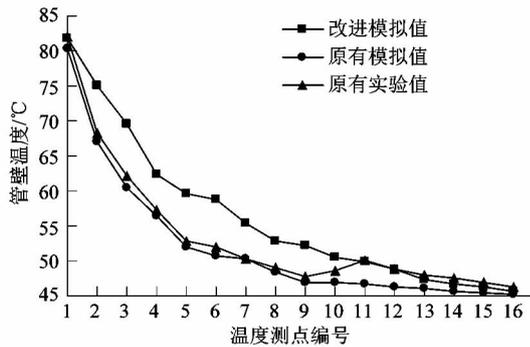


图10 改进的气冷器的管壁温度

Figure 10 Improved gas cooler wall temperature

从图10中能看出,改进的气冷器因为换热面积的减小,初段的降温速度相比之前的气冷器更慢,但是后端管路降温较快,最终改进的气冷器出口温度和原有的模拟值接近,仅高了0.5℃。同时改进的气冷器避免了因原有的气冷器管排数较多而折回到气冷器进口段附近,降低了因气冷器进口段温度过高而造成向附近管程进行热传递,这一点在模拟中没有考虑进去,所以实际改进的气冷器出口温度可能比现有的气冷器的出口温度低。

由上述分析可以看出优化现有气冷器的方案是可行的,有效地降低了中冷器出口温度的同时,又保证了气冷器的冷却效果。

4 结论

课题组通过使用CO₂跨临界双级压缩机带中冷器制冷循环实验机组进行实验,来验证所使用的数学模型的准确性。接着,又利用该数学模型对改进的气体冷却管程进行了模拟计算,得到了以下几个结论:

1) 在翅片之间换热量不大的情况下,模拟值和实验值的整体温度走向基本一致,所建立的气体冷却的数学模型具有一定的准确性;

2) 对比分析了改进的模拟计算值、原有模拟值与实验采集的气冷器的管壁温度值,可知改进的中冷器能有效降低出口温度约2℃,既达到了降低中冷器出口温度的效果,也保证了气冷器的冷却效果。优化方案对今后带中冷器的气冷器管程的布置有一定的参考意义。

参考文献:

- [1] 马颀,冀兆良. 二氧化碳制冷剂的应用研究现状及发展前景[J]. 制冷,2012,31(3):36-43.
- [2] LORENTZEN G, PETERSEN J. A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning [J]. International Journal of Refrigeration,1993,16(1):4-12.
- [3] SAWALHA S. Theoretical evaluation of trans-critical CO₂ systems in supermarket refrigeration: part I modeling, simulation and optimization of two system solutions [J]. International Journal of Refrigeration,2008,31(3):516-524.
- [4] ZHANG Jianfei, QIN Yan, WANG Chichuan. Review on CO₂ heat pump water heater for residential use in Japan [J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews,2015,50:1383-1391.
- [5] 丁国良. 二氧化碳制冷技术[M]. 北京:化学工业出版社,2007:6-7.
- [6] 马一太. 自然工质二氧化碳制冷与热泵循环原理的研究与进展[M]. 北京:科学出版社,2017:55-56.
- [7] 杨俊兰,马一太,冯刚,等. CO₂气体冷却器的性能模拟与优化计算[J]. 流体机械,2010,38(3):62-66.
- [8] 杨阳,王随林,李俊明,等. CO₂跨临界制冷循环气体冷却器研究现状[J]. 制冷与空调,2014,14(2):4-10.
- [9] 刘圣春. 超临界CO₂流体特性及跨临界循环系统的研究[D]. 天津:天津大学,2006:82-87.
- [10] YOON S H, KIM J H, HWANG Y W, et al. Heat transfer and pressure drop characteristics during the in-tube cooling process of carbon dioxide in the supercritical region [J]. International Journal of Refrigeration,2003,26(8):857-864.