

二氧化碳跨临界循环制冷的研究进展

李先碧¹, 冯雅康²

(1.西南科技大学 土木与建筑工程学院, 四川 绵阳 621010;

2.四川长虹电器股份有限公司, 四川 绵阳 621000)

摘 要: 给出了 CO₂ 跨临界制冷循环的典型流程和特点; 对国内外针对超临界 CO₂ 特性的研究、CO₂ 制冷循环的研究、CO₂ 制冷设备的研究与开发以及 CO₂ 跨临界循环系统安全性与可靠性的研究现状等 4 个方面进行了综述, 指出了二氧化碳跨临界循环制冷的发展趋势。

关键词: 二氧化碳; 跨临界循环; 制冷

中图分类号: TB64

文献标识码: A

文章编号: 1006-7086(2007)03-0173-05

THE RESEARCH PROGRESS ON THE CARBON DIOXIDE TRANSCRITICAL CIRCULATION REFRIGERATION

LI Xian-bi¹, FENG Ya-kang²

(1. Southwest University of Science and Technology, Mianyang 621010, China;

2. Sichuan Changhong Electric Appliance Co. Ltd., Mianyang 621000, China)

Abstract: The typical flow and the characteristic of the CO₂ transcritical refrigeration cycle are produced. Four aspect research current situation—the properties of supercritical CO₂, CO₂ refrigeration cycles, CO₂ refrigeration equipment exploitation and the system security and reliability of the CO₂ transcritical circulation—has been carried on the summary. The development tendency of the carbon dioxide transcritical circulation refrigeration has been indicated.

Key word: carbon dioxide; transcritical circulation; refrigeration

1 引 言

CO₂ 作为最早的制冷剂之一, 在 19 世纪末到 20 世纪 30 年代得到了普遍的应用, 到 1930 年, 80% 的船舶采用 CO₂ 制冷。但由于当时采用的 CO₂ 亚临界循环制冷效率低, 特别是当环境温度稍高时, CO₂ 的制冷能力急剧下降, 且功耗增大, 同时, 以 R12 为代表的 CFCs (氟氯烃) 制冷剂的出现, 以其无毒、不可燃、不爆炸、无刺激性、适中的压力和较高的制冷效率等特点, 很快取代了 CO₂ 在安全制冷剂方面的位置。近年来, 制冷剂对臭氧层的破坏和全球温室效应等环保问题日益突出, 而 CO₂ 跨临界制冷循环的提出, CO₂ 作为制冷剂开始重新得到重视。作者将对 CO₂ 跨临界循环制冷各方面的研究现状与进展进行介绍。

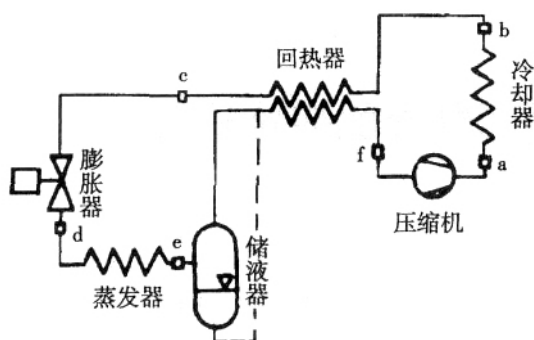
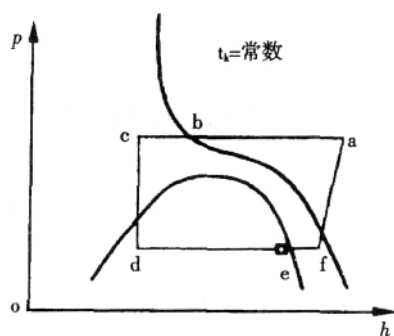
2 CO₂ 跨临界制冷循环基本流程及 CO₂ 跨临界循环制冷的特点

2.1 跨临界 CO₂ 制冷循环基本流程

跨临界 CO₂ 制冷系统的基本循环如图 1, 图 2 为相应的制冷循环压-焓图。气体工质在压缩机中压缩后压力升至超临界压力以上 (f—a 过程), 进入气体冷却器被冷却介质冷却 (a—b 过程); 为提高制冷压缩机的

收稿日期: 2007-01-31.

作者简介: 李先碧 (1974-), 女, 重庆市荣昌县人, 讲师, 从事制冷与空调领域的研究与教学工作。

图 1 跨临界 CO_2 制冷系统流程图图 2 跨临界 CO_2 制冷循环压-焓图

性能系数 COP, 从气体冷却器出来的气体在内部回热器中进一步被压缩机回气冷却 (b—c 和 e—f 过程); 再经过节流降压 (c—d 过程), 部分气体液化, 湿蒸气进入蒸发器汽化 (d—e 过程), 吸收周围介质热量而制冷。储液器具有气液分离 (蒸发器出口不过热)、补充制冷剂的作用。

该循环系统的最大特点就是工质的吸、放热过程分别在亚临界区和超临界区进行。压缩机的吸气压力低于临界压力, 蒸发温度也低于临界温度, 循环的吸热过程仍在亚临界条件下进行, 换热过程主要是依靠潜热来完成。但是压缩机的排气压力高于临界压力, 工质的冷凝过程与在亚临界状态下完全不同, 换热过程依靠显热来完成。

2.2 CO_2 跨临界制冷循环的特点^[1-4]

2.2.1 CO_2 制冷剂优点

CO_2 作为制冷剂其优点在于无毒、来源丰富、与普通润滑油相溶、容积制冷量大。 CO_2 是唯一同时具有优良的热力特性、安全特性和环保特性的天然制冷工质。

2.2.2 CO_2 跨临界循环的能效较高

CO_2 循环在跨临界条件下运行, 其工作压力虽然较高, 但压比却很低, 压缩机的效率相对较高; 流体在超临界条件下的特殊热物理性质使它在流动和换热方面都具有无与伦比的优势, 使得整个系统的能效较高。 CO_2 在气体冷却器中大的温度变化, 使得气体冷却器进口空气温度与出口制冷剂温度可能非常接近, 这自然可减少高压侧不可逆传热引起的损失。

2.2.3 CO_2 跨临界循环具有最佳排气压力

由于 CO_2 的临界点为 31 (7.38 MPa), 临界温度低, 制冷循环采用跨临界制冷循环时, 排热过程不是一个冷凝过程, 压缩机的排气压力与冷却温度是 2 个独立的参数。研究分析表明, 高压侧压力变化时, 循环的 COP 存在着一个最大值。因此, CO_2 跨临界制冷循环在不同工况下, 存在对应于最大 COP 值的最佳排气压力。

2.2.4 CO_2 跨临界循环可以提高热泵的效率

传统空调系统大多把冷凝热当作废热而直接排向大气, 既造成能量的浪费, 又产生环境的局部热污染。而对跨临界循环, 由于超临界区工质密度在不断增加, 循环的放热过程必将有较大的温度滑移, 这种温度滑移正好与所需的变温热源相匹配, 是一种特殊的劳伦兹循环, 其用于热回收时, 必将有较高的放热效率, 因而用于较高温度和较大温差需要的热回收时具有独特的优势。 CO_2 在气体冷却器中较大的温度变化, 正好适合于水的加热, 从而使热泵的效率较高。

3 CO_2 跨临界循环制冷的研究状况

3.1 超临界 CO_2 特性的研究

由图 2 可以看出, 跨临界循环除蒸发过程完全在亚临界区进行外, 其余过程均与超临界状态有关, 因此超临界 CO_2 的特性将对 CO_2 跨临界循环制冷具有决定性的影响。

对于超临界 CO_2 的几个基本特性虽已得到公认, 但目前对于超临界 CO_2 流动和换热性能的研究尚不成

熟。虽然一些研究者通过大量的理论和试验研究得出了一些经验关联式, 但仍然没有通用的经验关联式, 部分流动和换热的机理尚不明了, 有待于进一步的研究。

薛卫东等^[9]应用 BWR 方程, 在温度为 310 ~600 K、压力为 7.5 ~30.0 MPa 范围内拟合的超临界 CO₂ 流体状态方程, 计算了超临界状态下 CO₂ 体系的熵、热容和焓。侯光武等^[6]通过试验得到密闭竖直细管内二氧化碳在超临界状态下自然对流的传热特性。在试验段加热壁温升高到超临界温度以上后, 试验工质的温度有脉动现象发生。在超临界压力下, 二氧化碳的传热性能优于常规状态。S. S. Pitla 等^[7]在试验研究和数值模拟的基础上提出了专门针对超临界 CO₂ 冷却条件下的换热系数计算关联式。Seok Ho Yoon 针对 Baskov^[8]提出的关联式做了修正, 提出另一个超临界 CO₂ 冷却条件下的换热系数计算关联式^[9]。

3.2 CO₂ 跨临界制冷(热泵)循环类型、热力学分析及试验研究

这是 CO₂ 跨临界制冷(热泵)循环相关研究中进行得较多的工作, 但绝大部分仍停留在理论分析、计算机仿真及试验研究阶段, 各种循环模式离实际应用尚有一定距离。在这里列举其中一部分。

管海清等^[10]对 3 种单级循环、5 种双级循环和 4 种联合循环的流程及各种循环提高系统效率的原理进行了综述和分析。黄冬平等^[11]建立了 CO₂ 制冷循环各个部件的稳态仿真模型, 对 6 种不同的跨临界 CO₂ 制冷循环进行了稳态仿真, 衡量了吸气回热、回收膨胀功以及二级压缩等方式对系统性能的影响。还有许多研究者对不同的 CO₂ 跨临界热泵循环进行了分析与试验研究^[2, 12, 13]。刘军朴^[14]、王景刚^[15]等对 CO₂ 跨临界两级压缩制冷循环进行了热力学分析。马一太等对 CO₂ 跨临界带膨胀机制冷循环进行了分析研究^[15, 16]; 还对跨临界循环的最优压力及最优压力影响因素进行了理论分析、研究和比较^[4, 17]; 并提出了一种将除湿法冷却供冷与 CO₂ 跨临界循环结合起来的系统方式^[18], 分析了系统的循环效率、可行性和经济性, 指出该方式可有效提高系统的综合能源利用效率, 并可满足全年的空调要求。

4 CO₂ 跨临界循环设备的研究与开发

CO₂ 跨临界循环中的主要设备包括制冷压缩机、气体冷却器、蒸发器和膨胀机或膨胀阀, 辅助设备如回热器、储液器和中间冷却器等。

4.1 制冷压缩机

制冷压缩机对整个系统的效率和可靠性影响最大。衡量压缩机工作性能的指标有指示效率和容积效率, 压缩过程的指示效率和容积效率主要与气阀和气腔的压力损失、汽缸泄漏、气体与汽缸传热等因素有关。

Jurgen SUB^[19]列出了压力损失对指示效率的影响, 并指出吸气侧的压力损失对指示效率的影响比排气侧大, 这是因为(1) 吸气压力的降低比排气压力增加引起的压缩指示功增大;(2) 吸气压力降低使吸气比容增加, 容积效率降低, 从而指示效率降低。试验和理论研究结果表明, CO₂ 压缩机的压力损失对指示效率的影响比普通制冷压缩机小得多。经过理论和试验研究, Jurgen SUB 和 Horst Kruse 发现, 由于 CO₂ 跨临界循环的压缩过程中压力高而压缩比较小, 在压缩机压力损失、气体与汽缸传热及汽缸泄漏等几个影响压缩过程的因素中, 汽缸泄漏的影响最大, 其余因素与之相比可以忽略。汽缸泄漏主要包括进出口气阀泄漏和活塞与汽缸间隙泄漏, 其中活塞间隙泄漏是影响压缩过程的最重要因素。因此, 要降低泄漏就要减小密封长度, 并采用有效的密封措施。

在 1998 年 IKK 博览会上, 意大利 Dorin 公司首次展示了其开发的半封闭 CO₂ 压缩机^[20], 该产品可用于空调和热泵。日本三洋公司宣布已经开发出全封闭的 CO₂ 压缩机^[21]。同时, 德国 Bock 公司、Danfoss 公司等分别进行了这一领域的研究和开发。

李敏霞等分析了已开发的各种类型的 CO₂ 压缩机的特点, 总结了在压缩机研究中的关键技术, 认为在未来 CO₂ 压缩机的发展方向是开发无油压缩机、双级压缩机和膨胀压缩机^[22]。

4.2 气体冷却器

由于超临界 CO₂ 的物性特点, 气体冷却器的研究与开发均围绕紧凑式微通道换热器进行。

由于 CO₂ 工作在超临界状态下, 压力高, 且出口温度独立于出口压力, 因此允许有较大的压降, 超临界 CO₂ 具有良好的传热性能, 所以制冷剂一般设计成较大的流量密度 600 ~1 200 kg/m²s, 且采用较小的管径

(小管径也有助于承受高压)。在 1997 年 Lorentzen 和 Pettersen 提出了铜制“平行流”空气冷却器的概念。“平行流”空气冷却器由积液管、平行微管以及微管间的空气肋片组成。微管嵌入积液管的“插槽”上。这种换热器管径更小, 换热强度更高, 结构更为紧凑, 具有较大的潜力, 成为空气冷却器的新标准。

邓建强等^[23]基于平均温差法, 调用 REFPROP7.0 确定超临界 CO_2 剧烈变化的热物性, 采用迭代方法对紧凑式微通道气体冷却器进行设计; 并选用近期发表的 2 个超临界 CO_2 管内换热计算关联式进行设计计算, 结果表明二者对气体冷却器的设计影响不大, CO_2 侧压降计算表明压降很小; 还阐述了有关试制工艺。杨俊兰等^[24]对微通道换热器的特点及发展进行了分析和介绍。

4.3 蒸发器

由于制冷剂的物性特点, 蒸发器的发展也是一个管径越来越小、流量密度越来越高、换热系数越来越大的过程。

“平行流”式蒸发器具有较高的性能, 是今后的发展方向。 CO_2 平行微管式蒸发器也是由积液管、平行微管和微管间的空气肋片组成, 结构形式与空气冷却器相同, 但由于蒸发器内 CO_2 密度变化较气体冷却器大, 因而蒸发器所需的微管数较多。

4.4 膨胀机

CO_2 跨临界循环中的膨胀机的设计开发比较困难, 关键在于膨胀比难以确定, 耐压和泄漏问题难以解决。

由图 2 可以看出, 膨胀机中 CO_2 将由超临界状态膨胀至液态, 并进一步膨胀到气液两相区, 致使膨胀机内 CO_2 相态变化复杂, 且超临界 CO_2 向液态转变时 CO_2 的物性参数具有振荡等不稳定性, 导致膨胀比难以确定。在对 CO_2 跨临界循环进行热力学分析的大量研究报告中, 许多研究者均考虑了带膨胀机的制冷或热泵循环, 但对膨胀机进行设计开发的却很少。马一太等^[25]根据现有气体膨胀机和压缩机的技术以及对目前空调制冷 CO_2 膨胀机研制状况的分析, 比较了几种不同形式的膨胀机, 给出 CO_2 膨胀机研制过程中的难点, 即膨胀机的关键在于耐压和泄漏问题的解决。

5 CO_2 跨临界循环系统安全性与可靠性

对于与 CO_2 制冷系统的安全性相关的研究有待于进一步加强。

一方面要保证高压安全性, 就必须保证设计的各个系统部件及管道满足承压要求以及系统超压情况下的安全性; 另一方面还要加强研究 CO_2 和润滑油的相互作用以及 CO_2 与橡胶的渗透作用和爆发性解压作用, 避免泄漏问题, 提高安全性。

崔坚等^[26]根据可靠性理论和材料力学理论, 指出了在较高的系统运行压力条件下, 影响 CO_2 跨临界制冷热泵系统可靠性的因素; 得出了管路可靠度随其所受内压不同时的变化规律。根据这些影响因素及变化规律, 可以得出提高 CO_2 跨临界制冷热泵系统可靠性的途径是: 适当的增加管壁厚度或者加大所选材料的许用应力, 或两者同时增大。这些为进一步研究和开发 CO_2 跨临界制冷热泵系统提供了必要的理论依据^[27-29]。

6 结束语

(1) CO_2 跨临界制冷循环具有的特点: CO_2 是同时具有优良的热力特性、安全特性和环境特性的自然工质; CO_2 循环在跨临界条件下运行, 其工作压力虽然较高, 但压比却很低, 压缩机的效率相对较高; CO_2 跨临界制冷循环在不同工况下, 存在对应于最大 COP 值的最佳排气压力; CO_2 跨临界制冷循环是一种特殊的劳伦兹循环, 其用于热回收时, 必将有较高的放热效率, 因而用于较高温度和较大温差需要的热回收时具有独特的优势。

(2) 超临界 CO_2 特性的研究: 对于超临界 CO_2 的几个基本特性虽已得到公认, 但目前对于超临界 CO_2 流动和换热性能的研究尚不成熟, 在这方面还需做大量基础性的研究工作, 以期对超临界 CO_2 的特性有更精确的掌握。

(3) CO_2 跨临界制冷(热泵)循环类型、热力学分析及试验研究: 虽然较多较充分, 但绝大部分仍停留在理

论分析、计算机仿真及试验研究阶段, 各种循环模式离实际应用尚有一定距离, 应加强放大试验研究。

(4) CO_2 制冷设备及系统安全性与可靠性的开发和研究: 国内外对 CO_2 跨临界制冷循环设备投入了大量的研究, 应用研究日趋成熟, 并逐步向商业化应用发展, 但仍然有待于进一步的改进和完善, 特别是系统的安全性及可靠性。在设备的开发方面, 除了文中所述外, 国内的研究还应注意结合新材料的开发以及机械制造新技术的开发, 以期在相同的承压能力的要求下, 使设备的小型化得以实现。

参考文献:

- [1] 丁国良. CO_2 制冷技术新发展[J]. 制冷空调与电力机械, 2002, 23(2) : 1~6.
- [2] 王侃宏, 王景刚, 侯立泉, 等. CO_2 跨临界水—水热泵循环系统的实验研究[J]. 暖通空调, 2001, 31(3) : 1~4.
- [3] 马一太, 王景刚, 吕灿仁, 等. 超临界流体及超(跨) 临界循环的特性研究[J]. 暖通空调, 2002, 32(1) : 101~104.
- [4] 马一太, 王侃宏, 王景刚, 等. 超临界流体跨临界循环最优压力研究[J]. 大连理工大学学报, 2001, 41(S1) : 15~18.
- [5] 薛卫东, 朱正和, 邹乐西, 等. 超临界 CO_2 热力学性质的理论计算[J]. 原子与分子物理学报, 2004, 21(2) : 295~300.
- [6] 侯光武, 丁信伟, 陈彦泽, 等. 密闭竖直细管内 CO_2 在超临界条件下传热试验研究[J]. 化工装备技术, 2005, 26(3) : 53~57.
- [7] SRINIVAS S PITLA, ECKHARD A GROLL, SATISH RAMADHYANI. New correlation to predict the heat transfer coefficient during in - tube cooling of turbulent supercritical CO_2 [J]. International Journal of Refrigeration , 2002 , 25 :887~895.
- [8] BASKOV VL, KURAEVA IV, PROTOPOPOV VS. Heat transfer with the turbulent flow of a liquid at supercritical pressure in tubes under cooling conditions[J]. High Temperature(English translated from Teplofizika Vysokikh Temperatur) , 1977 , 15(1) : 81~86.
- [9] SEOK HO YOON, JU HYOK KIM, YUN WOOK HWANG ET AL. Heat transfer and pressure drop characteristics during the in tube process of carbon dioxide in the supercritical region[J]. International Journal of Refrigeration , 2003 , 26 :857~864.
- [10] 管海清, 马一太, 李敏霞, 等. 制冷空调中 CO_2 跨临界循环方式的分析[J]. 制冷与空调, 2005, 5(2) : 35~38.
- [11] 黄冬平, 丁国良, 张春路. 不同跨临界二氧化碳制冷循环的性能比较[J]. 上海交通大学学报, 2003, 37(7) : 1094~1097.
- [12] SARKAR J, BHATTACHARYYA SOUVIK, GOPAL M RAM. Transcritical CO_2 heat pump systems- exergy analysis including heat transfer and fluid flow effects[J]. Energy Conversion and Management, 2005(46) : 2053~2067.
- [13] 马一太, 李丽新, 刘圣春, 等. CO_2 跨临界低温地热水—水热泵的实验研究[J]. 太阳能学报, 2002, 23(4) : 414~417.
- [14] 刘军朴, 陈江平, 陈芝久. CO_2 跨临界两级压缩制冷循环热力学分析[J]. 上海交通大学学报, 2002, 36(10) : 1393~1400.
- [15] 王景刚, 马一太, 魏东. CO_2 跨临界双级压缩带膨胀机制冷循环研究[J]. 制冷学报, 2001, 2: 6~11.
- [16] 马一太, 王侃宏, 杨昭, 等. 带膨胀机的 CO_2 跨(超) 临界逆循环的热力学分析[J]. 工程热物理学报, 1999, 20(6) : 661~665.
- [17] 王侃宏, 马一太, 杨昭, 等. CO_2 跨临界循环高压侧压力控制的热力学分析[J]. 工程热物理学报, 2000, 21(5) : 537~540.
- [18] 王景刚, 马一太, 王侃宏. CO_2 跨临界循环和除湿法冷却联合循环系统的研究[J]. 暖通空调, 2002, 32(3) : 1~3.
- [19] JURGEN SUB, HORAT KRUSE. Efficiency of indicated process of CO_2 - compressor [J]. Int. Journal of Refrigeration, 1998, 21(3) : 194~201.
- [20] DORIN C A . 意大利 Dorin 公司的半封闭二氧化碳制冷压缩机[J]. 制冷与空调技术, 1999, 1: 18~18.
- [21] 董丽萍. 三洋宣告其二氧化碳压缩机诞生[J]. 中国制冷空调, 1999, 10: 12~12.
- [22] 李敏霞, 马一太, 李丽新, 等. CO_2 跨临界循环制冷压缩机的研究进展[J]. 压缩机技术, 2004, 5: 38~42.
- [23] 邓建强, 姜培学, 石润富, 等. 跨临界 CO_2 汽车空调微通道气体冷却器的设计开发[J]. 制冷学报, 2005, 26(4) : 51~55.
- [24] 杨俊兰, 马一太, 管海清. 制冷空调中 CO_2 跨临界循环方式的分析[J]. 制冷与空调, 2005, 5(2) : 52~56.
- [25] 马一太, 李敏霞, 查世彤, 等. 空调制冷 CO_2 膨胀机研究分析[J]. 压缩机技术, 2003, 6: 11~15.
- [26] 崔坚, 王侃宏, 马一太. 内压作用下 CO_2 跨临界制冷热泵系统的可靠性分析[J]. 制冷学报, 2005, 1: 54~58.
- [27] 李建刚, 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: 23~27.
- [28] 王侃宏, 崔坚, 乔华, 等. CO_2 制冷剂及其跨临界循环系统的开发与研究[J]. 制冷空调与电力机械, 2005, 1: 12~15.
- [29] ASINARI PIETRO. Numerical prediction of turbulent convective heat transfer in mini - micro channels for carbon dioxide at supercritical pressure[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, (48) : 3864~3879.