

跨临界二氧化碳制冷循环参数优化*

廖胜明

(长沙铁道学院机电工程学院,长沙,410075)

摘要 本文在循环模拟的基础上,分析了各有关参数对跨临界二氧化碳制冷循环性能系数(COP)的影响.分析表明,对给定的冷却器(对应于传统亚临界系统中的冷凝器)出口温度和蒸发温度,冷却压力(对应于传统亚临界系统中的冷凝压力)存在一个使COP最大的最优值.本文给出了最优冷却压力与冷却器出口温度及蒸发温度之间的关联式,为跨临界二氧化碳制冷系统的设计和智能控制提供了依据.

关键词 跨临界 二氧化碳 制冷

分类号 TB611

Parameters Optimization for Transcritical Carbon Dioxide Refrigerating Cycles

Liao Shengming

(Electromechanic Engineering College, Changsha Railway University, Changsha, 410075)

Abstract In this paper, based on cycle simulations, the influence of the system parameters on the coefficient of performance (COP) in transcritical carbon dioxide refrigeration cycles is analyzed. It is shown that an optimal heat rejection (high) pressure exists to furnish maximum COP for a given carbon dioxide outlet temperature of the gas cooler (this component corresponds to the condenser in traditional subcritical systems) and a given desired evaporation temperature. A correlation for this optimal heat rejection pressure is derived. This correlation has provided a basis for design of transcritical carbon dioxide refrigerating systems and for intelligence control of such systems.

Keywords transcritical, carbon dioxide, refrigeration

引言

使用二氧化碳作制冷剂($R744$)的历史^[1]可追溯到上个世纪末,美国人 Alexander Twining 于 1850 年获得的一项蒸汽压缩系统的英国专利,就是使用二氧化碳及氨作制冷剂.在本世纪初,二氧化碳作为制冷剂被广泛应于海洋船舶制冷及其它场所.由于

收稿日期:1997-01-28 作者 廖胜明,男,33岁,讲师

* 中国—丹麦政府教育与文化交流项目资助

CFC(chlorofluorocarbon) 类及 HCFC(hydrochlorofluorocarbon) 类人工合成制冷剂的出现, 从本世纪三十、四十年代开始, 二氧化碳作为制冷剂逐渐被这类所谓“安全”制冷剂所取代, 到五十年代末就基本上被淘汰了, 其它自然工质也遭到了类似的命运。

1974 年, 两位美国科学家发表了著名的关于 CFC 类及 HCFC 类物质破坏大气臭氧层的研究报告^[2], 随后大规模的研究活动进一步证实了这一研究结果. 这引起了各国政府的广泛关注, 以 1987 年蒙特利尔协议为标志的国际间禁用破坏臭氧层物质的协议不断签订, 且禁用日期不断提前, 迫使制冷界开始了紧张寻找 CFC 及 HCFC 类替代物的研究. 前一阶段大量的寻找替代制冷剂的工作, 主要集中在在 HFC(hydrofluorocarbon) 类单一工质及混合工质的研究开发上, 如 R134a 等. 虽然 HFC 类制冷剂不含有氯原子, 臭氧消耗潜能(ozone depletion potential, ODP) 为零, 无害于大气臭氧层, 但该类物质不仅具有较高的全球温室潜能(global warming potential, GWP) 值, 而且作为人工合成的化学物质, 象当初使用 CFC 及 HCFC 类物质一样, 虽然经过了大量的实验室试验, 其对生态环境的长远影响仍然是未知的. 所以, 近年来学术界和工业界不少研究开发人员把注意力转向了自然的、无害于生态环境的制冷剂, 如二氧化碳、氨、空气、氨、水、碳氢化合物等非人工合成物质。

挪威科学家 Lorentzen 倡仪^{[3][4]}, 二氧化碳的 ODP 值为零, 作为制冷剂的实际 GWP 值也为零, 在许多应用领域, 采用二氧化碳作制冷剂, 可提供一个完全安全、经济的替代制冷剂“自然”解决方案. 近年来, 有大量关于二氧化碳应用于汽车空调^[3]、列车空调^[5]、热泵^[6]、家用空调^[7]及使用二氧化碳作挥发性载冷剂用于超级市场^[8]的研究报道. 二氧化碳这一不可燃、无毒、无害环境且价格低廉、易于获得的自然制冷剂得到了重新发现^[9].

由于二氧化碳的临界温度较低, 为 31.1℃(临界压力为 73.8bar), 当应用于汽车空调、列车空调等装置且环境温度较高时, 或应用于提供热水的热泵等系统时, 系统的高压侧为超临界压力, 整个循环在跨临界区域运行. 跨临界二氧化碳压缩式制冷(或热泵)循环与传统的亚临界蒸汽压缩制冷(或热泵)循环不同点在于, 高压侧的二氧化碳始终处于超临界状态, 其温度和压力是独立的参数, 所进行的过程是超临界态 CO₂ 的冷却过程, 而不是冷凝过程, 因为物质在超临界态不存在气液相变. 在本文中, 将高压侧的超临界 CO₂ 的压力称为冷却压力, 对应于该冷却过程的换热器称为冷却器(相当于亚临界系统中的冷凝器)。

本文采用 EES(Engineering Equation Solver) 软件^[10] 及美国国家标准与技术研究院(National Institute of Standards and Technology, NIST) 制冷剂与混合制冷剂热物性数据库 REFPROP [11] 中的二氧化碳热物性数据, 对跨临界二氧化碳制冷循环进行了静态模拟, 分析了各有关参数对循环性能系数 COP 的影响. 分析表明, 对给定的冷却器出口温度及蒸发温度, 冷却压力存在一个使循环 COP 最大的最优值, 本文给出了关于最优冷却压力的关联式, 为有关跨临界二氧化碳制冷系统的设计和智能控制提供了基础。

1 循环分析

简单的跨临界二氧化碳制冷系统流程示意图如图 1 所示, 该制冷循环的压力-焓(P-h)图如图 2 所示。

其中 1—2 为二氧化碳超临界气体冷却过程, 2—3 为二氧化碳节流过程, 3—4 为二氧化碳蒸发过程, 4—1 为二氧化碳蒸汽压缩过程. 作为近似, 1—2、3—4 作等压过程处理, 2—3 作等焓过程处理, 4—1 作等熵过程处理. 这样, 循环性能系数 COP 的表达式为:

$$COP = (h_4 - h_3) / (h_1 - h_4) = (h_4 - h_2) / (h_1 - h_4) \quad (1)$$

当应用于汽车空调时, Lorezen 等^[3]提出了如图3所示的 CO_2 制冷系统流程, 其制冷循环的 $P-h$ 图如图4.

该系统的特点是, 储液器置于蒸发器出口, 并使用了内部热交换器. 该制冷系统的循环性能系数 COP 可按下式计算:

$$COP = (h_{4'} - h_3) / (h_1 - h_4) \quad (2)$$

当忽略内部热交换器的散热损失时:

$$\begin{aligned} h_4 - h_{4'} &= h_2 - h_2' \\ &= h_r - h_3 \end{aligned} \quad (3)$$

因而, 循环性能系数:

$$COP = (h_4 - h_2) / (h_1 - h_4) \quad (4)$$

对比(1)、(4)两式可知, 在蒸发压力、冷却压力、冷却器出口温度及压缩机进口温度相同的前提下, 带内部热交换器的制冷循环 $12'3r4'41$ 与不带内部热交换器的简单制冷循环 $12r4'41$ 具有相等的循环性能系数 COP .

本文作者基于以上分析, 采用 $NIST$ 的制冷剂与混合制冷剂热物性数据库 $REFPROP$ 中的 CO_2 热物性数据, 运用 EES 软件, 编制了跨临界 CO_2 制冷循环静态模拟程序, 分析了冷却压力、冷却器出口温度、蒸发温度、过热度等参数对循环性能系数的影响, 并得出了使 COP 最大的最优冷却压力的关联式.

2 循环模拟计算结果

2.1 冷却压力对 COP 的影响

在给定的蒸发温度和冷却器出口温度下, 随着冷却压力 P_c 的增大, 制冷循环性能系数 COP 先急剧增大后缓慢减小, 存在一个使 COP 最大的最优冷却压力 P_{c-opt} . 在 P_c 大于 P_{c-opt} 时, Q_r 随 P_c 增大而缓慢增大. 单位工质压缩功 W 与 P_c 呈线性关系. 图5给出了蒸发温度为 7°C , 冷却器出口温度为 33°C 时, COP 、 Q_r 及 W 与 P_c 的关系曲线.

2.2 冷却器出口温度对 COP 的影响

COP 对冷却器出口温度 T_c 的变化很敏感, 随着 T_c 的增大, COP 显著下降. 图6给出了冷却压力 P_c 分别为 80bar 、 85bar 、 90bar 时 COP 随 T_c 变化的关系曲线.

2.3 蒸发温度及过热度对 COP 的影响

在跨临界制冷循环中, 蒸发温度及过热度对 COP 的影响与传统亚临界制冷循环中的情形相似. COP 随蒸发温度 T_e 的提高而增大; 过热度 dt 的增大虽使 COP 略有增大, 但变化很小,

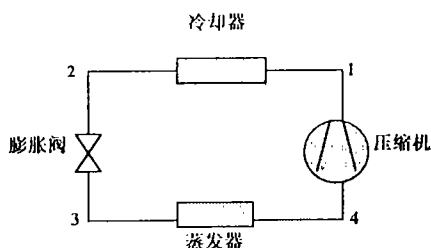


图1 CO_2 跨临界循环流程示意图

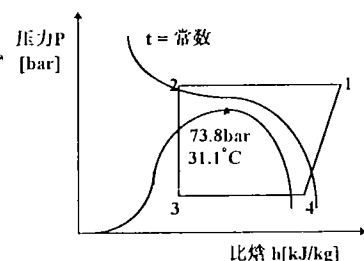


图2 CO_2 跨临界循环 $P-h$ 图

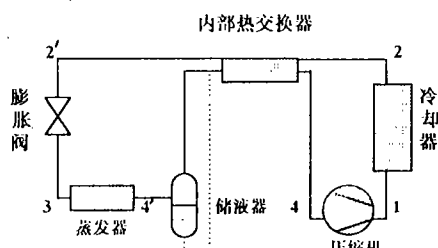


图3 CO_2 汽车空调制冷系统流程图

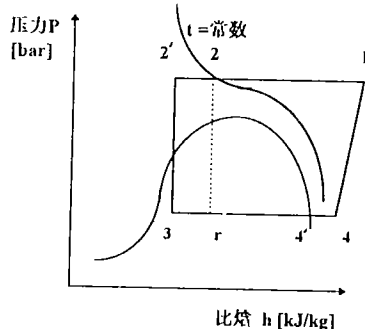


图4 CO_2 汽车空调制冷循环 $P-h$ 图

过热度对 COP 的影响可忽略。图 7 给出了冷却器出口温度为 33°C 、冷却压力 P_c 分别为 80bar 、 90bar 时 COP 与 T_e 的关系曲线；图 8 给出了冷却器出口温度为 33°C 、蒸发温度为 7°C 、冷却压力 P_c 分别为 80bar 、 90bar 时， COP 与过热度 dt 的关系曲线。

2.4 最优压力关联式

循环模拟分析表明，在跨临界二氧化碳循环中，对于任何给定的冷却器出口温度 t_c 及蒸发温度 t_e （或蒸发压力 P_e ），都存在一上使循环 COP 最大的最优冷却压力 P_{c-opt} 。而且 P_{c-opt} 的大小主要决定于冷却器出口温度 t_c ，相互间呈线性关系，蒸发温度 t_e （或蒸发压力 P_e ）变动对 P_{c-opt} 的影响相对较小。

式(5)给出了最优冷却压力与冷却器出口温度及蒸发温度之间的拟合关联式：

$$P_{c-opt} = (2.7529 - 0.01360t_e)t_c + (0.3109t_e - 8.363) \quad [\text{bar}] \quad (5)$$

式(6)给出了最优冷却压力与冷却器出口温度及蒸发压力之间的拟合关联式：

$$P_{c-opt} = (3.2025 - 0.0129P_e)t_c + (0.2965P_e - 18.625) \quad [\text{bar}] \quad (6)$$

以上二式的拟合误差均小于 1%，压力单位均为 bar ，温度单位均为 $^\circ\text{C}$ 。

3 结论与讨论

1) 与传统亚临界制冷循环不同，跨临界二氧化碳制冷循环的高压（冷却压力）存在一个使循环 COP 最大的最优值。在一定的冷却器出口温度及蒸发温度下，当冷却压力小于该最优值时，冷却压力的降低将使循环 COP 及单位工质制冷量显著下降；当冷却压力在最优值附近及在大于最优值的范围内变动时，循环 COP 及单位工质制冷量的变化相对较小。

2) 从节能的角度，在设计跨临界二氧化碳制冷系统时，以及该类系统的运行控制中，应使冷却压力处在最优值附近，避免冷却压力远小于最优值的工况。本文式(5)和式(6)给出了冷却压力最优值的关联式。

3) 由于冷却压力的调整不仅使 COP 发生变化，而且将改变制冷量，故可在系统中采用膨胀阀开度和压缩机转速联合调节，确保系统运行时，既能使冷却压力处在最优值，又能满足制冷负荷的要求。

感谢中国 - 丹麦政府教育与文化交流项目资助作者在丹麦技术大学的研究工作，感谢丹

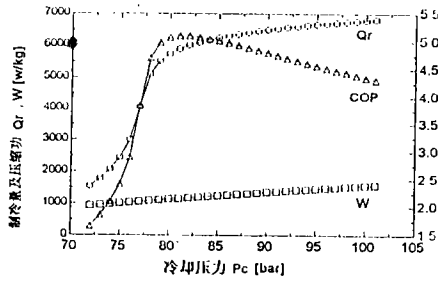


图 5 COP 、 Q_r 及 W 与 P_c 的关系曲线

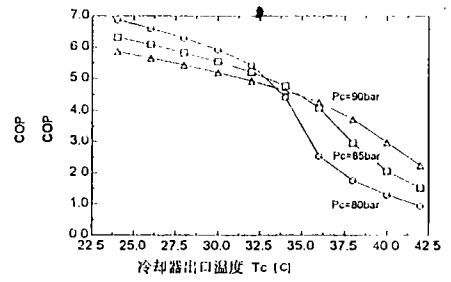


图 6 COP 与 T_c 的关系曲线

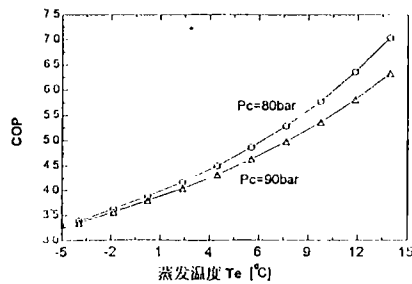


图 7 COP 与 T_e 的关系曲线

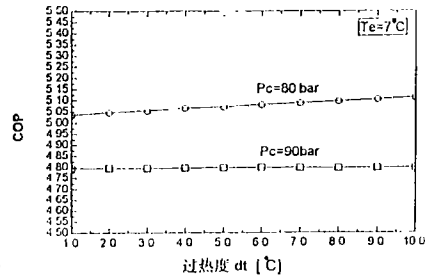


图 8 COP 与 dt 的关系曲线

麦技术大学能源工程系 Arne Jakobsen 博士关于本文部分内容的有益讨论.

参 考 文 献

- 1 Nagengast B A. History of Refrigerants, CFCs: Time of Transition, ASHRAE, Inc. 1989; 3~15
- 2 Rowland F S, Molina M J. Nature, 1974, 249
- 3 Lorentzen G, Pettersen J. A new efficient and environmentally benign system for car air-conditioning. Int J Refrig, 1993, 16(1): 4~12
- 4 Lorentzen G. The use of natural refrigerants; a complete solution to the CFC/HCFC predicament. Int J Refrig, 1995, 18(3): 190~197
- 5 Quack H, Kraus W E. Carbon dioxide as a refrigerant for railway refrigeration and air conditioning, Proc. New Applications of Natural working Fluids in Refrig and Air Conditioning, Hannover, Gernmany, 1994; 489~494
- 6 Neksa P. Trans-critical vapor compression heat pump. Proc New Applications of Natural Working Fluids in Refrig. and Air Conditioning, Hannover, Germany, 1994: 395~405
- 7 Aarlien R et al. Residential air conditioning with CO₂-preliminary results, Proc Applications for Natural Refrigerants, Arhus, Denmark, 1996; 154~158
- 8 Inlow S W, Groll E A. Analysis of secondary-loop refrigeration systems using carbon dioxide as a volatile secondary refrigerant, HVAC&R Research, 1996, 2; 107~121
- 9 Pettersen J et al. Recent adoances in CO₂ refrigeration. Proc 19th Int Cong of Refrigeration, Hague the Netherland, 1995; 961~968
- 10 EES. Engineering Equation Solver. F-Chart software. Middleton, Wisconsin, USA, 1996
- 11 REFPROP, V5. 0, NIST Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures, USA, 1996