

热驱动深度制冷循环

何一坚 洪荣华 陈光明*

(浙江大学制冷与低温研究所, 杭州 310027. * 联系人, E-mail: Gmchen@zju.edu.cn)

摘要 吸收制冷循环能利用低品位热能, 例如太阳能、地热和废热等, 具有节能和环保等一系列优点, 有着十分宽广的发展前景. 然而, 传统吸收制冷循环无法获得低的制冷温度, 这一缺陷极大地限制了吸收制冷的应用范围. 为此, 本文研究了一个综合有吸收制冷循环和压缩式自行复叠循环优点的新吸收制冷循环, 以期达到利用低品位热能获得低温的目的. 该循环采用 R23 + R134a/DMF 工质对. 通过新循环数学物理模型的计算表明, 在 160°C 发生温度下, 新循环可以获得约 -62°C 的制冷温度, 远低于传统基本吸收制冷循环所能获得的制冷温度. 同时, 在 157°C 发生温度下, 新吸收制冷系统获得了 -47.3°C 制冷温度, 为吸收制冷循环迄今为止获得的最低制冷温度. 理论和实验结果都证明了采用自行复叠原理的新循环能够利用低品位热能获得低的制冷温度. 新吸收制冷循环也可以为其他形式热驱动深度制冷方法提供有益的参考.

关键词 热驱动制冷 吸收制冷 低温

吸收制冷循环可由太阳能、地热和废热等低品位热源驱动, 具有节能和环保等优点, 已经在空调、制冷温区得到了广泛的应用, 有着良好的发展前景. 然而, 此前的传统吸收制冷循环有一个无法克服的缺陷—制冷温度不够低^[1~4], 例如, 水/溴化锂吸收制冷循环仅能获得 0°C 以上的制冷温度, 氨/水吸收制冷循环一般也仅能够在 -30°C 以上的温区制冷, 获得更低的制冷温度非常困难^[5~7]. 传统吸收制冷循环的这种缺陷极大地限制了其应用范围, 例如, 在既有大量可以利用的热能又需冷冻的制药、食品加工、化工等行业或者在太阳能、地热丰富的地区, 一方面是大量热能无法有效地利用, 另一方面却要消耗大量的电能获得深度制冷^[7~9]. 因此, 吸收制冷循环能获得低温不仅仅是吸收制冷理论的丰富、发展, 也具有良好的应用潜力、重大的工程价值.

各国研究人员对压缩式自行复叠循环 (Auto-cascade Refrigeration cycle-ACR cycle) 的研究表明, 自行复叠原理是一种获得低温的有效方法, 并且具有普遍性和良好的适应性, 无论在大型装置还是在微型装置都能获得良好的效果^[10~13]. 本文研究的新吸收制冷循环采用对环境友好的 R23 和 R134a 非共沸混合物为制冷剂, N, N-二甲基甲酰胺 (DMF) 为吸收剂, 综合了吸收制冷和自行复叠原理, 具有结构简单等优点, 以达到利用低品位热能获得深度制冷为目的.

1 循环流程

新制冷循环流程如图 1 所示, 循环的制冷环路部分流程简介如下. 首先, 从发生器中逸出的混合制冷剂 (R23 + R134a) 进入冷凝器, 被冷凝后的制冷剂进入汽液分离器并分离为汽、液两部分, 液相制冷剂 (主要是高沸点的制冷剂 R134a 以及少量低沸点的 R23) 经节流阀 2 节流后进入冷凝蒸发器的低压侧, 而汽相制冷剂 (主要是低沸点的制冷剂 R23 以及少量高沸点的制冷剂 R134a) 则进入冷凝蒸发器的高压侧, 其中液相制冷剂蒸发制冷并冷却汽相制冷剂, 汽相制冷剂被冷却后经节流阀 3 节流后进入蒸发器中蒸发制冷, 最后汽、液两股流体汇合后进入吸收器中被吸收, 完成制冷环路的循环. 新循环的溶液环路与传统基本吸收制冷循环相同 (如图 2).

2 理论和实验结果分析

2.1 新循环工作机理

根据热力学知识可知流体绝热节流系数的一般关系式为

$$\mu_J = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h = \frac{1}{c_p} \left[T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v \right] \quad (1)$$

(1) 式中 μ_J 为绝热节流系数. 那么, 流体有限压降绝热节流过程的绝热节流温度效应为

$$T_1 - T_2 = \left(\int_{p_1}^{p_2} \mu_J dp \right)_h \quad (2)$$

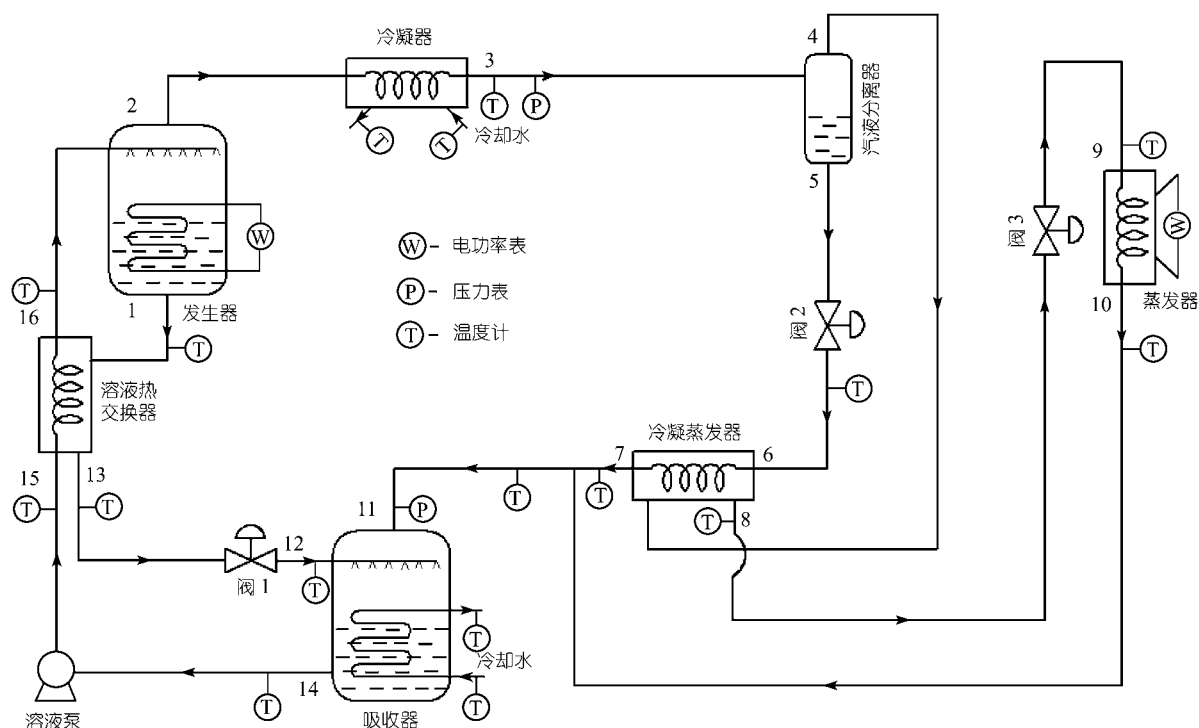


图1 新吸收制冷循环流程图以及测量系统

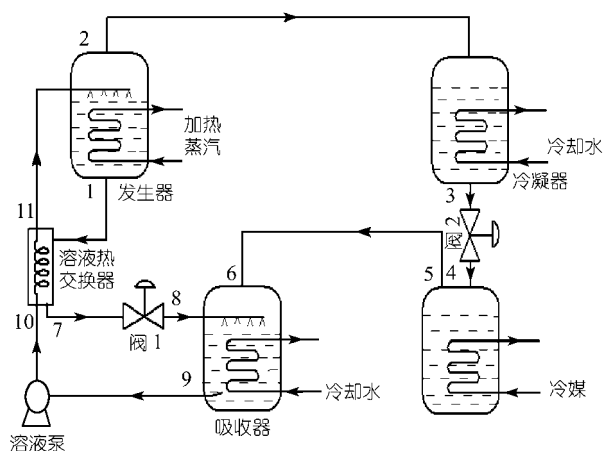


图2 传统基本吸收制冷循环

由(2)式的求解、分析可以知道, 如果流体节流前、后压力和温度过高, 则处于不适合节流制冷的区域, 几乎没有节流制冷效应; 在流体适合节流制冷的区域, 节流前后两状态点压力 p_1 和 p_2 相同时, 随着节流前流体温度 T_1 降低, 节流后的温度 T_2 更低. 因此, 制冷剂节流前的热力状态(如温度)对吸收制冷循环的制冷温度有重要影响. 吸收制冷循环基本过程在 T - S 图上可以表示为如图3所示. 对于使用纯物质为制冷剂的

吸收制冷循环, 在节流前后压力相同的条件下: 如果节流后在单相区, 随着节流前制冷剂温度降低, 吸收制冷循环能获得的制冷温度更低, 如果节流后在两相区, 随着节流前制冷剂温度降低, 吸收制冷循环的制冷温度恒定; 对于使用非共沸混合物为制冷剂的吸收制冷循环, 随着节流前制冷剂温度降低, 吸收制冷循环的制冷温度必然降低, 例如, 循环 1-2'-3'-4, 1-2-3-4 和 1-2'-3'-4 的制冷温度 $T_{3''} > T > T_{3'}$. 另外, 随着节流后压力 p_2 降低, 节流后的温度 T_2 也降低. 根据纯物质的汽、液相变的Clapeyron方程

$$\frac{dp}{dT} = \frac{\Delta h_{v,l}}{T(v^v - v^l)} \quad (3)$$

(3)式中 $\Delta h_{v,l}$ 为物质汽、液相变时的蒸发潜热恒为正值, 而且汽相比容 v^v 总大于同温度下液相比容 v^l , 因此, 汽、液相变时斜率 dp/dT 总是正值, 那么, 随着压力升高, 汽、液相平衡的温度也升高. 因此, 制冷剂节流前的热力状态和循环吸收压力是影响吸收制冷循环制冷温度的主要因素. 吸收制冷循环吸收压力与制冷剂的组成有关, 一般地说, 在相同吸收温度下, 采用高沸点纯物质为制冷剂的循环吸收压力最低, 采用低沸点纯物质为制冷剂的循环压力最高, 而采用

由高、低沸点组成的非共沸混合物为制冷剂的吸收制冷循环其吸收压力介于两者之间. 而且使用非共沸混合物为制冷剂的吸收制冷循环, 其吸收器中低沸点组分分逸度由于高沸点组分的存在而降低, 那么, 蒸发器中低沸点物质更容易挥发, 蒸发压力降低, 因而, 使用非共沸混合物为制冷剂的吸收制冷循环其制冷温度低于使用低沸点纯物质为制冷剂的循环. 新吸收制冷循环使用由高、低沸点物质组成的非共沸混合物为制冷剂, 汽、液分离器和冷凝蒸发器使得制冷剂节流前的温度比使用非共沸混合物为制冷剂的循环传统基本吸收制冷循环要低. 因此, 新吸收制冷循环可以获得比传统基本吸收制冷循环更低的制冷温度.

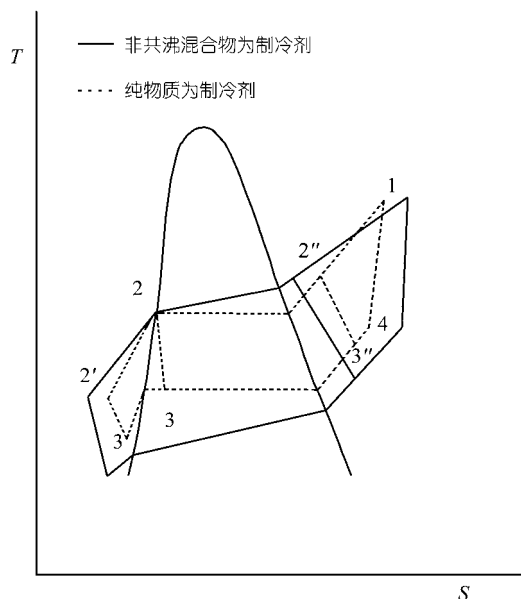


图 3 吸收制冷循环基本过程

2.2 理论计算结果分析

采用 R23 + R134a 非共沸混合物为制冷剂的新循环计算结果, 如图 4 所示, 随着制冷剂配比变化, 循环制冷温度也变化. 这是由于制冷剂配比的变化影响了制冷剂节流前的热力状态(如温度)和吸收压力, 除了最佳制冷剂配比点外, 即使制冷剂中低沸点物质含量增加, 循环的制冷温度也会升高. 采用纯物质或者非共沸混合物为制冷剂的循环传统基本吸收制冷循环则只能获得更高的制冷温度.

另外, 根据吸收制冷循环极限制冷温度概念^[14], 基于理想溶液等假设, 分别计算了在 160°C 发生温度和冷却剂温度为 30°C 条件下, 采用纯物质和非共沸

混合物为制冷剂的传统基本吸收制冷循环, 能获得的制冷温度. 图 4 给出了采用 R23 + R134a 非共沸混合物时, 制冷温度与制冷剂配比的关系, 它的制冷温度远高于新吸收制冷循环能获得的制冷温度. 而采用 R134a/DMF, R22/DMF 和氨/水为工质对的传统基本吸收制冷循环, 在相同发生温度、冷凝温度等外部工况下, 能获得的制冷温度分别为 -38.7°C、-40.7°C 和 -35.9°C 更是高于使用非共沸混合物为制冷剂的传统基本吸收制冷循环. 此外, 采用 R23/DMF 为工质对时, 由于冷凝温度和吸收温度已经超过 R23 的临界温度, 而且缺乏相关的汽、液平衡数据, 目前无法计算它的制冷温度. 但是, 根据前述的热力学分析以及采用 R23 + R134a/DMF 为工质对新循环的计算结果(如图 4 所示)可以推知其制冷温度也必然是远高于新吸收制冷循环所能获得的制冷温度.

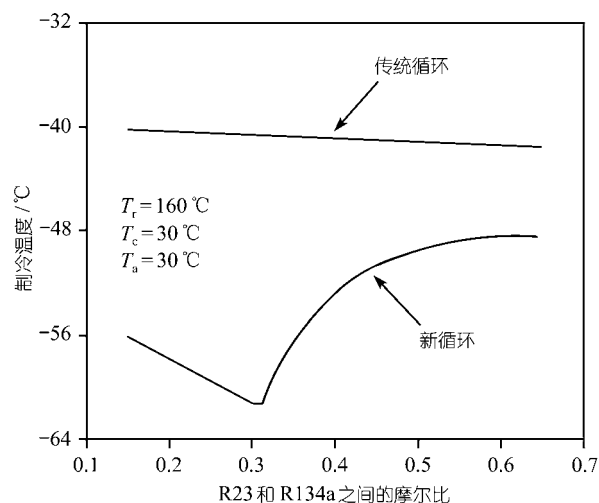


图 4 新循环和传统循环制冷温度与制冷剂配比的关系

2.3 实验结果分析

如图 1 所示为本文采用的实验系统流程图以及测量系统. 打开阀 1、阀 2, 关闭阀 3, 此时实验系统为传统基本吸收制冷循环, 通过调节阀 2, 测量 6 点和 7 点的温度就可确定传统基本吸收制冷循环的制冷温度; 相似地, 打开阀 1、阀 2 和阀 3, 实验系统为新吸收制冷循环, 通过测量 9 点和 10 点的温度就可获得新循环的制冷温度. 传统基本吸收制冷循环和新吸收制冷循环实验采用 R23+R134a/DMF 为工质对, 温度采用四引线方法测量并经数据自动采集系统由计算机采集, 其中温度计经浙江省质量技术监督局标定、精度为 0.1°C, 它由 Pt100 铂电阻探头和 6 位半

安捷伦数字欧姆表组成。

图5所示为当制冷剂中两种组分 R23: R134a = 0.22:0.78(摩尔比)时, 传统基本吸收制冷循环制冷温度的降温过程。在 163℃的发生温度、20℃的冷却水温度以及 32℃吸收温度下, 传统基本吸收制冷循环获得了-24℃的最低制冷温度。采用相同制冷剂配比的新循环, 在 157℃的发生温度、18℃的冷却水温度以及 28℃吸收温度下, 获得了-47.3℃的最低制冷温度, 为迄今为止吸收制冷系统能获得的最低制冷温度, 如图6所示。新循环比传统基本吸收制冷循环能获得更低制冷温度的原因是: 一方面, 新循环里制冷剂节流前的温度低于传统基本吸收制冷循环; 另外, 由于经过汽、液分离器的分离新循环里进入蒸发器制冷剂中低沸点组分的含量高于传统吸收循环。此外, 新

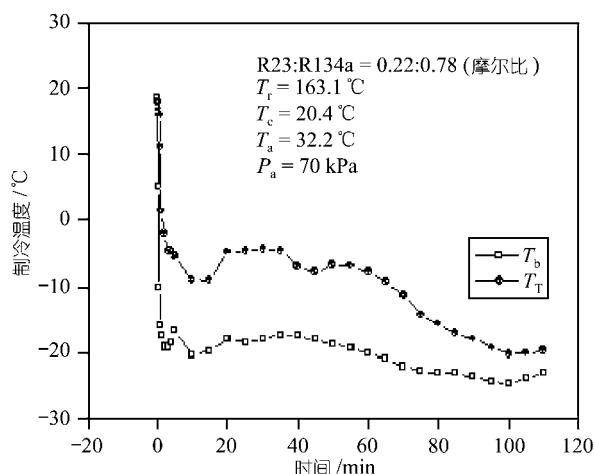


图5 传统基本吸收制冷循环降温过程

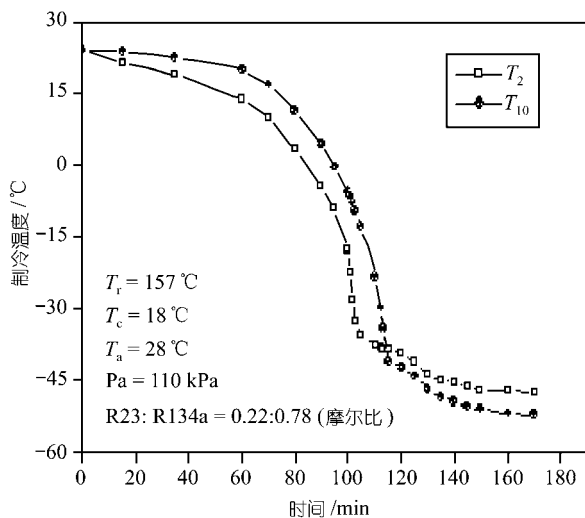


图6 新吸收制冷循环降温过程

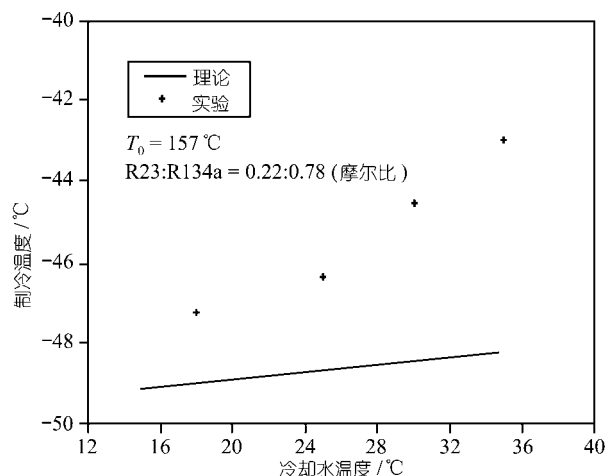


图7 新吸收制冷循环制冷温度与冷却水温度关系

吸收制冷循环制冷温度随冷却水温度的变化关系如图7所示。这是由于随着冷却水温度升高, 经汽、液分离器分离的进入蒸发器制冷剂中低沸点组分含量降低并且吸收压力也升高, 新循环的制冷温度也上升。

3 结论与讨论

针对传统吸收制冷循环存在的一些缺陷, 尤其是制冷温度不够低的缺陷, 本文研究了一个新吸收制冷循环, 以期能达到简单、高效地利用低品位热能获得深度制冷的目的。通过对采用 R23+R134a/DMF 等工质对的新吸收制冷循环和传统基本吸收制冷循环的研究, 可以得到如下一些结论:

(1) 基于热力学原理和知识阐释了新吸收制冷循环可以获得低制冷温度的机理, 新吸收制冷循环的理论分析结果验证了新制冷循环的工作机理, 与传统基本吸收制冷循环的比较则证实了新循环可以获得远低于传统基本吸收制冷循环的制冷温度;

(2) 新吸收制冷循环和传统基本吸收制冷循环的实验结果也证实了新循环可以获得远低于传统吸收循环的制冷温度;

(3) 在约 160℃发生温度下, 新吸收制冷循环获得了-47.3℃的制冷温度, 为迄今为止吸收制冷系统获得的最低制冷温度。

(4) 理论与实验结果都验证了自行复叠原理应用于吸收制冷循环获得低温的可行性, 也为应用于其它热驱动深度制冷循环提供了有益的借鉴。

致谢 本工作为国家自然科学基金(批准号: 50276054)和教育部骨干教师基金(批准号: 教技司(2000)679号)资助项目。

参 考 文 献

- 1 Massamba Thioye. Performance improvement of absorption cooling systems by using staged absorption and desorption cycle. *Int J Refrig*, 1997, 20(2): 136~145[DOI]
- 2 Berlitz T, Plank H, Ziegler F, et al. An ammonia-water absorption refrigerator with a large temperature lift for combined heating and cooling. *Int J Refrig*, 1998, 21(3): 219~229[DOI]
- 3 Jelinek M, Borde I. Single- and double-stage absorption cycles based on fluorocarbon refrigerants and organic absorbents. *Applied Thermal Engineering*, 1998, 18(9,10): 765~771[DOI]
- 4 Alefeld G, Demmel W, Kern W, et al. Advanced absorption cycles and systems for environment protection. In: *Proc of Absorption Heat Pump Conf 91*, 1991, Tokyo, Japan, 9~17
- 5 黒沢茂吉, 武居俊孝. 新アンモニア吸収冷凍機開発—(0℃~60℃)向エニツト型アンモニア吸収冷凍機の開発. *クリーンエギー*, 1996, 5(6): 35~43
- 6 José Fernández-Seara, Alberto Vales, Manuel Vázquez. Heat recovery system to power an onboard NH₃-H₂O absorption refrigeration plant in trawler chiller fishing vessels. *Applied Thermal Engineering*, 1998, 18(12): 1189~1205[DOI]
- 7 José Fernández-Seara, Jaime Sieres, Manuel Vázquez. Absorption refrigeration prototype for onboard cooling production in fishing vessels. In: Ruzhu Wang, Zhen Lu, Wen Wang, et al. eds. *Proc of the Int Sorption Heat Pump Conf, ISHPC'02*, Shanghai, China, 2002. 130~135
- 8 Bassols J, Kuckelkorn B, Langreck B, et al. Trigeneration in the food industry. *Applied Thermal Engineering*, 2002, 22(6): 595~602[DOI]
- 9 Bruno J C, et al. Efficiency improvement in oil refining process using absorption refrigeration plants driven by waste heat. In: Ruzhu Wang, Zhen Lu, Wen Wang, et al. eds. *Proc of the Int Sorption Heat Pump Conf, ISHPC'02*, Shanghai, China, 2002. 111~116
- 10 Vjacheslav Naer, Andrey Rozhentsev. Application of hydrocarbon mixtures in small refrigerating and cryogenic machines. *Int J Refrig*, 2002, 25(7): 836~847[DOI]
- 11 Kleemenko A P. One-flow cascade cycle. In: *Proc Xth Int Congress of Refrig*. New York: Pergamon Press: 1959. 34~39
- 12 Little W A. Kleemenko cycle coolers: low cost refrigeration at cryogenic temperatures. *ICEC17*, 1998. 1~9
- 13 Zhang Shaozhi, Chen Guangming, Zhang Hongxian. Study of an auto-refrigerating cascade system. *SEE'2000*, Hong Kong, 2000. 1048~1053
- 14 何一坚, 陈光明. 吸收制冷循环极限制冷温度研究. *工程热力学与能源利用学术会议论文集*(中国工程热物理学会编辑), 上海, 2003. 514~521

(2004-06-18 收稿, 2004-12-27 收修改稿)