

低温太阳能有机朗肯-蒸汽压缩制冷循环工质及系统优化*

王令宝^{1,2,3,4}, 刘莉娜⁵, 李华山^{1,2,3}, 卜宪标^{1,2,3}, 龚宇烈^{1,2,3†}

(1. 中国科学院广州能源研究所, 广州 510640; 2. 中国科学院可再生能源重点实验室, 广州 510640;
3. 广东省新能源和可再生能源研究开发与应用重点实验室, 广州 510640; 4. 中国科学院大学, 北京 100049;
5. 中国航天建设集团有限公司, 北京 100071)

摘要: 利用工程方程求解器 (EES) 软件, 建立了低温太阳能驱动的有机朗肯-蒸汽压缩制冷系统热力学模型。从 HCFC、HFC、HC 和 HFO 中分别选取一种代表性的工质 R123、R245fa、R600a 和 R1234ze(E), 从热力学第一和第二定律角度, 兼顾系统换热器的传热能力 (UA 值), 建立了耦合系统效率和投资的目标函数 EPUA, 研究了发生温度、冷凝温度和蒸发温度对系统热效率、炯效率和 UA 值的影响规律, 同时探讨了发生器、冷凝器、蒸发器换热温差对系统 UA 值和 EPUA 的影响。结果表明: 提高发生温度、降低冷凝温度、提高蒸发温度均可以提高系统的热效率和炯效率, 但同时也增大了系统的 UA 值, 相应地增加了系统的投资。通过考察系统的 EPUA, 发现存在最佳的冷凝温度 42 和最佳的蒸发温度 4。蒸发温度对系统性能的影响要小于冷凝温度的影响, 远大于发生温度的影响。4 种工质热效率和炯效率从大到小依次为 R123、R600a、R245fa、R1234ze(E)。在本文研究范围内, 从热力学角度分析, R123 是最适合的循环工质。系统的 UA 值随着发生器热水进出口温差的增大先降低后增大, 随着冷凝器冷却水进出口温差的增大而增大。蒸发器冷冻水进出口温差对系统的 UA 值和 EPUA 的影响可以忽略不计。

关键词: 太阳能; 有机朗肯循环; 蒸汽压缩制冷; 工质优选; 热效率; 炯效率

中图分类号: TK11+4

文献标志码: A

doi: 10.3969/j.issn.2095-560X.2017.05.010

Optimization of Working Fluid and Operation Condition for Organic Rankine Vapor Compressor Refrigeration System Driven by Solar Energy

WANG Ling-bao^{1,2,3,4}, LIU Li-na⁵, LI Hua-shan^{1,2,3}, BU Xian-biao^{1,2,3}, GONG Yu-lie^{1,2,3}

(1. Guangzhou Institute of Energy Conversion, Chinese Academy of Sciences, Guangzhou 510640, China;
2. Key Laboratory of Renewable Energy, Chinese Academy of Sciences, Guangzhou 510640, China;
3. Guangdong Provincial Key Laboratory of New and Renewable Energy Research and Development, Guangzhou 510640, China;
4. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China;
5. China Aerospace Construction Group Co., Ltd, Beijing 100071, China)

Abstract: A thermodynamic model of low-temperature solar organic rankine vapor compressor refrigeration system was built by using the Engineering Equation Solver (EES) software. Four working fluids, including R123, R245fa, R600a and R1234ze (E) were preselected from HCFC, HFC, HC and HFO, respectively. The influences of generation, condensation and evaporation temperature on the thermal efficiency, exergy efficiency, the UA value and EPUA (thermal efficiency per UA value), were studied. Further, the effects of heat transfer temperature differences of the boiler, condenser and evaporator on the UA and EPUA were also investigated. The results showed that the thermal efficiency, exergy efficiency and UA value all increased with the increase of generation and evaporation temperature, and decreased with the increase of condensation temperature. There existed an optimal condensation temperature of 42°C and evaporation temperature of 4°C to get a maximal EPUA value. The impact degree of evaporation temperature on system performance was less than that of condensation temperature, greater than that of generation temperature. In terms of the largest thermal efficiency and exergy efficiency, the order went as follows: R123, R245fa, R600a, and R1234ze(E). Analyzing on the basis of thermodynamics, R123 was the most suitable working fluid. The UA value first increased and then decreased with the increase of the heat transfer temperature differences of the boiler. Higher heat transfer temperature differences of the condenser led to higher UA value. The heat transfer temperature difference of the evaporator had little impact on the UA value.

* 收稿日期: 2017-05-08

修订日期: 2017-09-27

基金项目: 广东省自然科学基金项目 (2016A030313174, 2015A030313714); 广州市科技计划项目 (201607010106, 2014J2200079)

† 通信作者: 龚宇烈, E-mail: gongyl@ms.giec.ac.cn

Key words: solar energy; organic Rankine cycle; vapor compression refrigeration cycle; working fluids selection; thermal efficiency; exergy efficiency

0 前 言

太阳能作为目前最重要的可再生能源之一，在能源领域被广泛利用。用太阳能驱动常规制冷设备为建筑物提供空调，不仅能节约大量的矿物燃料，同时还起到积极的环境保护作用。此外，太阳辐射强度与建筑制冷负荷有很好的季节匹配性^[1]，一方面，夏季天气炎热、太阳辐射强度大，人们对空调的需求大；另一方面，夏季太阳辐射强度大，太阳能驱动的制冷系统的制冷量也大。研究表明，太阳能制冷对降低一次能源消耗具有很大的潜力，以南欧以及地中海地区为例，太阳能制冷可以节约一次能源消耗 40% ~ 50%^[2]。目前世界各国学者都在积极探索利用太阳能进行制冷的有效方法。

太阳能制冷技术主要包括吸收制冷和吸附制冷，但是吸收制冷和吸附制冷系统技术功能单一，制冷装置全年闲置率约 40% ~ 60%，系统的投资回收期较长。相比吸收制冷和吸附制冷，有机朗肯蒸汽压缩制冷循环(ORC-VCC)具有一定的操作柔性，即在制冷季节，有机朗肯循环的输出功直接用于驱动压缩式制冷机为建筑供冷；在非制冷季节，有机朗肯循环的输出功用于发电或者其他用途，实现做功与制冷无缝切换，最大程度地利用低品位热能，提高系统经济性。

ORC-VCC 主要包括膨胀机系统和压缩机系统。该循环采用同轴结构，压缩机转速高，具有系统体积小、能量密度高、系统效率高、运行可靠、循环回路简单和易于控制等优点，能够利用工业余热，地热和太阳能等中低温热源，因此受到各国学者的广泛青睐。

目前，国内外相关学者在 ORC-VCC 循环方面已取得了一定的研究成果。在理论研究方面，EĞRICAN 等^[3]基于热力学方法对以 R114 (动力侧)和 R22 (制冷侧)为工质的系统进行了分析。LI 等^[4]以系统性能和单位制冷功率循环工质流量为评价指标，对 7 种碳氢化合物应用于 ORC-VCC 系统中的性能进行了对比分析，指出最优的循环工质是 R600。DUBEY 等^[5]对 ORC-VCC 系统进行了理论分

析，其中动力侧和制冷侧采用相同的循环工质 R245ca。APHORNATANA 等^[6]将往复活塞膨胀机应用到 ORC-VCC，循环工质采用 R134a，该系统最低驱动温度可达 60 °C，蒸发温度可以低至 -10 °C。黄允东等^[7]研究了基于涡旋机械的 ORC-VCC 系统，并开展了循环工质的优选研究。JEONG 等^[8]对 R123、R134a 和 R245ca 三种工质在 ORC-VCC 循环中的性能进行了对比评价，指出 R123 系统具有最大的热效率，同时指出回热器，再热器以及过冷器的引入可以提高系统的性能。KAUSHIK 等^[9-10]研究了回热器对 ORC-VCC 系统性能的影响，循环工质包括纯工质 R12、R22、R113 和 R114，以及两两混合工质，研究表明回热器对系统性能的提高具有显著意义，混合工质的性能要优于纯工质的性能。KARELLAS 等^[11]对生物质联合太阳能驱动的 ORC-VCC 系统进行了热力学第一定律和第二定律分析，循环工质采用 R245fa，并研究了过热器和回热器对系统性能的影响。ANEKE 等^[12]对以 R245fa (动力侧)和 NH₃ (制冷侧)为工质的 ORC-VCC 系统在食品加工行业的应用进行了分析。在试验研究方面，PRIGMORE 等^[13]设计了一台以 R113 (动力侧)和 R12 (制冷侧)为工质的 ORC-VCC 系统并开展了实验研究，表明当 ORC-VCC 耦合聚光式太阳能集热器时，其性能远远优于吸收式制冷系统。WANG 等^[14]设计了一台 5 kW 的 ORC-VCC 系统，动力侧采用 R245fa，制冷侧采用 R134a，系统整体 COP 可以达到 0.5。同时，WANG 等^[15]研究了不同系统结构对 ORC-VCC 性能的影响。

综上，研究人员在 ORC-VCC 系统循环流程优化、热力性能研究以及部件设计方面取得了一定的成果。可以发现很多种类的循环工质，如氢氟氟烃 (HCFC)、氢氟烃 (HFC)、碳氢化合物 (HC)，已经被应用到 ORC-VCC 系统上。但尚无氢氟醚 (HFO) 应用到 ORC-VCC 的理论研究。LIU 等^[16]对 8 种氢氟醚应用于有机朗肯循环 (ORC) 的性能系数进行了对比，指出了基于氢氟醚的环境友好性 (零臭氧层破坏势、低全球变暖潜力值)，氢氟醚将在 ORC 系统上具有广阔的应用前景。此外，对系统经济性

的研究也较少。在 ORC-VCC 系统中，换热器包括发生器、蒸发器和冷凝器所占的投资成本最大，因此在系统设计时，必须考虑换热器的传热面积。换热器的传热能力(UA, 总传热系数 U 与传热面积 A 的乘积)可以在一定程度上反映传热面积的大小，可以利用 UA 值来反应检验系统的技术经济性。

本文在前人的研究基础上，综合热力学第一、第二定律及系统技术经济性指标进行 ORC-VCC 系统的循环工质优选。其中循环工质分别从 HCFC、HFC、HC 和 HFO 中选取一种代表性的工质，评价这 4 种循环工质应用于 ORC-VCC 的性能。

1 ORC-VCC 系统流程

ORC-VCC 系统的循环流程图如图 1 所示，T-s 图如图 2 所示。考虑到膨胀机和压缩机主轴密封在长期运行过程中存在互相泄漏的可能，从实际运行过程中安全稳定的角度考虑，膨胀机和压缩机系统采用同种循环工质。利用太阳能驱动有机朗肯循环运转，其输出轴功带动压缩式制冷循环的压缩机运行，实现制冷。系统中太阳能集热器和发生器合二为一，系统不用再专门配备发生器，结构简单、费用降低。其工作原理为：利用太阳能加热集热器内的有机工质使其汽化，汽化后的工质推动膨胀机转动对外输出功，膨胀机的乏汽进入动力侧冷凝器冷凝为液体，通过工质泵加压后，液体回到发生器，完成有机朗肯循环；通过传动机构，膨胀机的输出功驱动压缩机运行，低压有机工质气体被压缩到高压后进入制冷侧冷凝器，在冷凝器内冷却为液体，随后经节流阀降压后进入蒸发器蒸发吸热制冷，蒸发后的气体被压缩机吸入，完成压缩制冷循环。

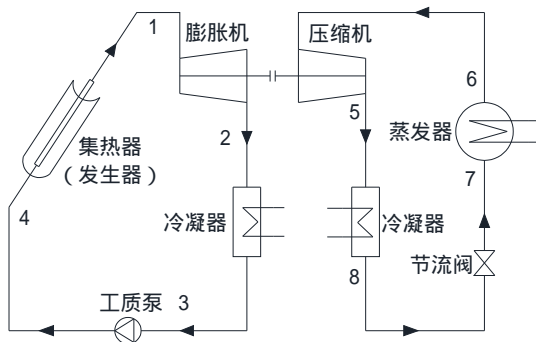


图 1 ORC-VCC 系统流程图
Fig. 1 Schematic of ORC-VCC system

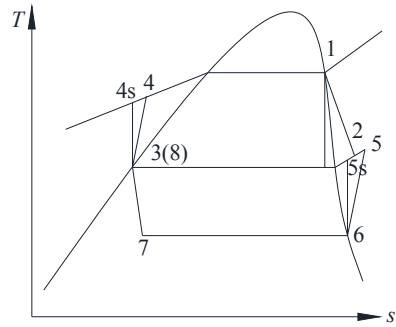


图 2 ORC-VCC 系统 T-s 图
Fig. 2 T-s diagram of ORC-VCC system

2 ORC-VCC 系统热力学模型

为简化系统，忽略次要因素建立 ORC-VCC 系统的数学模型，进行如下假设：

- (1) 系统处于稳定流动状态；
- (2) 系统各个部件和外界环境没有热交换；
- (3) 忽略发生器、冷凝器、蒸发器和连接管路的压力损失；
- (4) 发生器、冷凝器、蒸发器出口有机工质为饱和状态；
- (5) 忽略冷却水的动力消耗；
- (6) 膨胀机效率和工质泵效率假设为定值。

2.1 部件及循环的质量平衡方程

$$\sum m_{in} = \sum m_{out} \tag{1}$$

式中， $\sum m_{in}$ 为所有流入部件的物流的质量流量，kg/s； $\sum m_{out}$ 为所有流出部件的物流的质量流量，kg/s。

2.2 部件及循环的能量平衡方程

$$Q - W = \sum m_{out} h_{out} - \sum m_{in} h_{in} \tag{2}$$

$$Q_{boi} = (UA)_{boi} \Delta T_{ln,boi} \tag{3}$$

$$Q_{con} = (UA)_{con} \Delta T_{ln,con} \tag{4}$$

$$Q_{eva} = (UA)_{eva} \Delta T_{ln,eva} \tag{5}$$

其中，换热器（发生器、冷凝器和蒸发器）的对数平均温差采用液相段、气液段和气相段分段计算，计算公式如下：

$$\Delta T_{ln} = \frac{Q}{\sum_{i=1}^3 \frac{\Delta Q}{\Delta T_i}} \tag{6}$$

$$\Delta Q_i = m_{wf} \Delta h_i \quad (7)$$

$$\Delta T_i = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} \quad (8)$$

式中， Q 为输入系统热负荷，kW；UA 为传热能力，kW/； ΔT_{in} 为对数平均温差，； W 为系统输出功率，kW； h 为系统的比焓，kJ/kg。下标 boi、con、eva 分别表示发生器、冷凝器和蒸发器，in、out 分别表示进出口，wf 表示循环工质， i 表示按照工质液相段、气液两相段和气相段的顺序编号， $i=1, 2, 3$ 。

2.3 热力学效率

$$\varepsilon_{th} = Q_c / Q_h \quad (9)$$

式中， ε_{th} 为系统热力学第一定律效率； Q_c 为制冷功率，kW； Q_h 为热源输入功率，kW。

表 1 工质的物性参数

Table 1 Physical properties of working fluids

工质名称	摩尔质量 / mol	临界温度 /	临界压力 / MPa	臭氧破坏潜势	全球变暖潜能值
R123	152.9	183.7	3.66	0.012	120
R245fa	134.1	154.0	3.64	0.000	950
R600a	58.1	134.7	3.64	0.000	20
R1234ze(E)	114.0	150.1	3.53	0.000	6

4 结果分析

表 2 系统计算工况参数

Table 2 Input parameters and boundary conditions

参数	典型参数	范围
发生温度/	85	70 ~ 100
冷凝温度/	42	37 ~ 50
蒸发温度/	5	3 ~ 9
热源进口温度/	95	80 ~ 110
热源进出口温差/	30	10 ~ 30
冷却水温度/	32	27 ~ 40
冷却水进出口温差/	10	5 ~ 15
冷冻水进口温度/	12	-
冷冻水出口温度/	7	-
冷冻水进出口温差/	5	3 ~ 7
环境温度/	25	-
膨胀机效率	0.8	-
工质泵效率	0.7	-
压缩机效率	0.8	-
集热器工质流量/(kg/s)	1	-

$$\varepsilon_{ex} = E_{output} / E_{input} \quad (10)$$

ε_{ex} 为系统的热力学第二定律效率； E_{output} 为输出焓，kW； E_{input} 为输入焓，kW。

$$EPUA = \varepsilon_{th} / UA \quad (11)$$

EPUA 为本文构建的耦合系统效率和投资成本的目标函数，1/(kW/)，系统单位 UA 值获得的系统热效率。

3 循环工质初选

在循环工质的选择过程中，根据前人的研究成果，分别从 HCFC、HFC、HC 和 HFO 选取一种代表性的工质。HCFC 中选取 R123^[7]，HFC 中选取 R245fa^[13]，HC 中选取 R600a^[14]，HFO 中选取 R1234ze(E)^[16]。表 1 为这四种工质的部分物性参数。

文中的数值模拟计算通过 EES 软件来完成，其中有机工质的物性参数来自该软件的内嵌函数。主要研究发生温度 (T_g)、冷凝温度 (T_c)、蒸发温度 (T_e)、换热温差 (包括 ΔT_{boi} 、 ΔT_{con} 、 ΔT_{evap}) 对系统热效率 (ε_{th})、焓效率 (ε_{ex})、UA 值、EPUA 的影响。具体分析计算参数如表 2 所示。

4.1 发生温度对系统性能的影响

发生温度对系统性能的影响如图 3 ~ 图 4 所示。从图 3a 和图 3b 可以发现， ε_{th} 、 ε_{ex} 均随着发生温度的升高而增大。 ε_{th} 基本上随着发生温度的升高呈现线性增长的趋势，增大幅度比较大，R123 的增大幅度约为 0.01/。随着发生温度的上升， ε_{ex} 的增大幅度减小，R123 的平均增大幅度是 0.001/。这说明提高发生温度可以明显提高 ε_{th} ，但是对 ε_{ex} 的提高意义不大。对比本文初步筛选的 4 种工质的 ε_{th} 和 ε_{ex} ， ε_{th} 从大到小依次为 R123、R245fa、R600a、R1234ze(E)， ε_{ex} 从大到小依次为 R123、R245fa、R600a、R1234ze(E)，热效率和焓的大小排序一致。

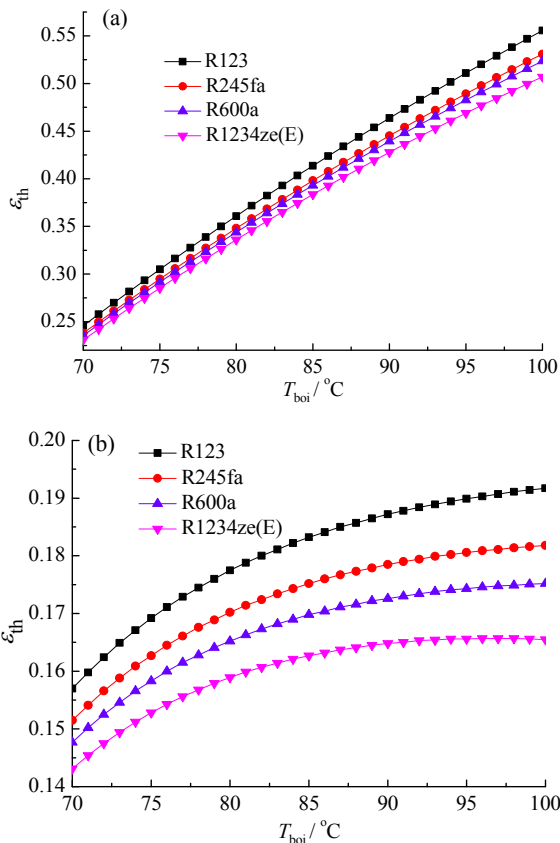


图 3 发生温度对系统热效率和焓效率的影响
Fig. 3 Thermal efficiency and exergy efficiency versus generation temperature

图 4 显示了换热器的总 UA 值、EPUA 与发生温度的关系。UA 值是换热器面积和总传热系数的乘积，是一个重要的经济性指标。对于给定的换热器，其总传热系数是一定的。因此，系统的 UA 值越小，所需的换热器面积越小，投资成本越小，系统的经济性越高。从图 4a 和图 4b 可以发现，存在转折温度 T_{tr} 。当 T_{boi} 小于 T_{tr} 时，系统的 UA 值和 EPUA 急剧降低；当 T_{boi} 大于 T_{tr} 时，系统的 UA 值和 EPUA 缓慢增大。R245fa、R123、R1234ze (E) 和 R600a 的 T_{tr} 分别是 74、75、75 和 76。当 T_{boi} 低于相应的 T_{tr} 时，发生器热负荷保持恒定，此时对数平均温差很小，而且是快速增大的，发生器的 UA 值很大。所以当 T_{boi} 低于相应的 T_{tr} 时，系统的 UA 值很大。4 种工质的对数平均温差从大到小依次为 R123、R245fa、R600a、R1234ze(E)，4 种工质的 UA 值从大到小是 R1234ze(E)、R600a、R245fa、R123。由于发生器的对数平均温差是按照液态、两相、汽态分段计算的，这 4 种工质的对数平均温差

和工质在发生器的状态参数有关。这就启发我们在进行系统设计时， T_{boi} 不能低于对应的 T_{tr} 。

综合对比 4 种循环工质的热效率及 UA 值 R123 在这 4 种工质中是最适合的。虽然 R1234ze(E) 作为第 4 代的新型制冷剂有着良好的环境友好性，但是其系统性能低于其他循环工质的性能，或许可以通过将其他工质与 R1234ze(E) 混合，通过比例优化，来提高 R1234ze(E) 的系统性能。

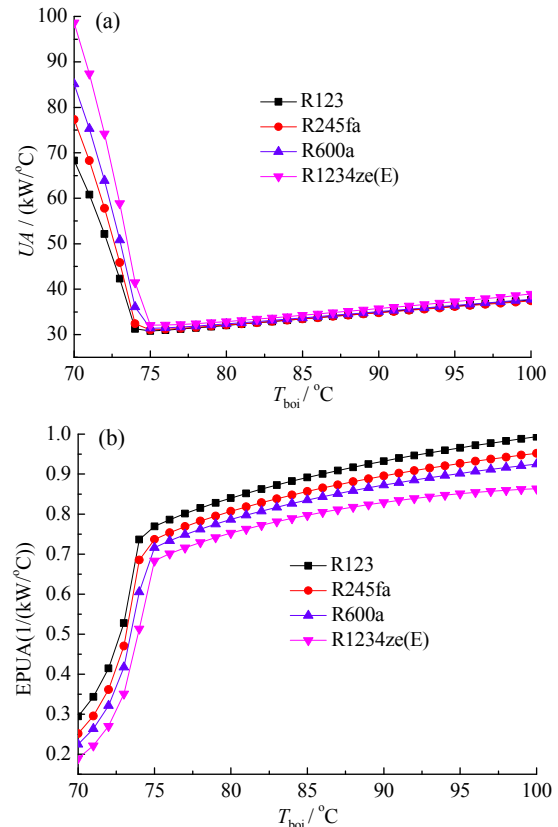


图 4 发生温度对系统 UA 和 EPUA 值的影响
Fig. 4 UA value and EPUA versus generation temperature

4.2 冷凝温度对系统性能的影响

冷凝温度对系统性能也有重要的影响，如图 5 和图 6 所示。可以发现， ϵ_{th} 、 ϵ_{ex} 和 UA 都随着冷凝温度的升高而降低，4 种工质 ϵ_{th} 和 ϵ_{ex} 从大到小分别是 R123、R245fa、R600a、R1234ze(E)。R123 的 ϵ_{th} 降低幅度是 0.02/， ϵ_{ex} 的降低幅度是 0.01/。对比可以发现，冷凝温度对 ϵ_{th} 和 ϵ_{ex} 影响要远远大于发生温度对 ϵ_{th} 和 ϵ_{ex} 的影响。也就是说降低冷凝温度可以明显提高系统的 ϵ_{th} 和 ϵ_{ex} 。由图 6a 可以发现，在本文研究的冷凝温度范围内，4 种工质在冷凝器中的对数平均温差相近，UA 值相当，但是降低冷

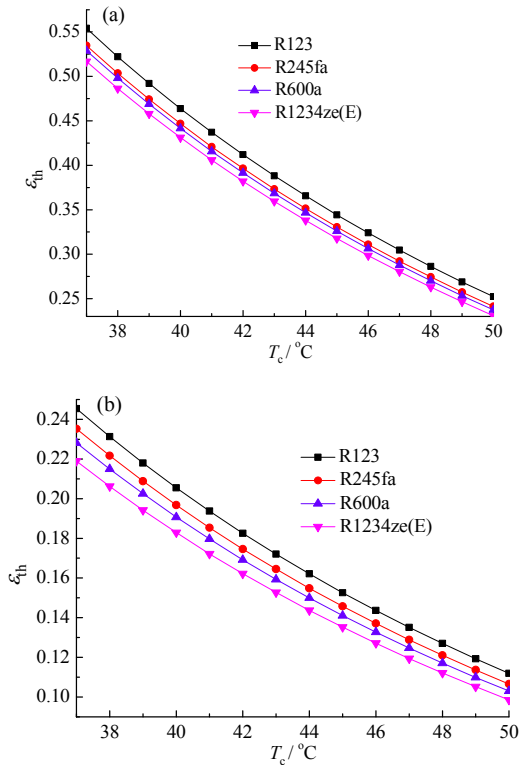


图 5 冷凝温度对系统热效率和焓效率的影响
 Fig. 5 Thermal efficiency and exergy efficiency versus condensation temperature

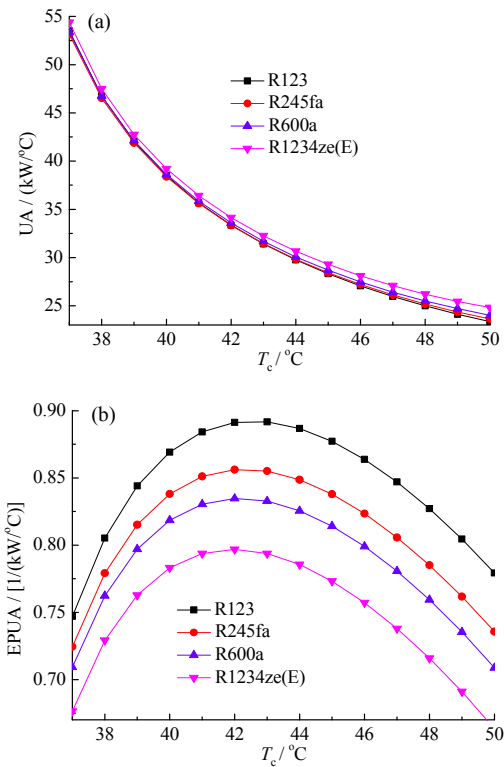


图 6 冷凝温度对系统 UA 值和 EPUA 的影响
 Fig. 6 UA value and EPUA versus condensation temperature

凝温度会使系统的 UA 值增大，增加系统的投资成本。冷凝温度的变化对冷凝器的 UA 值影响较大，对发生器、蒸发器的 UA 值影响较小，当冷凝温度增大时，冷凝器热负荷和传热温差都减小，但是热负荷的减小幅度大于传热温差的减小幅度，所以系统的 UA 值是减小的。EPUA 的变化是由热效率和 UA 值两者的相对变化造成的，其意义就是寻求在相对较小的 UA 值下获得更大的热效率。由图 6b 发现，4 种工质的 EPUA 均随着冷凝温度的升高先增大后减小，存在最佳的冷凝温度，最佳的冷凝温度 42 。

4.3 蒸发温度对系统性能的影响

蒸发温度对系统性能的影响如图 7 和图 8 所示。可以发现系统的 ϵ_{th} 、 ϵ_{ex} 和 UA 都随着蒸发温度的提高而增大。4 种工质 ϵ_{th} 和 ϵ_{ex} 从大到小分别是 R123、R245fa、R600a、R1234ze(E)。R123 的 ϵ_{th} 增加幅度是 0.015/， ϵ_{ex} 的增加幅度是 0.007/。蒸发温度对 ϵ_{th} 和 ϵ_{ex} 的影响要大于发生温度对 ϵ_{th} 和 ϵ_{ex} 的影响，小于冷凝温度的影响。由图 8b 可以发现 EPUA 随着蒸发温度的提高先稍微增大然后再减小，存在最佳的蒸发温度 4 。

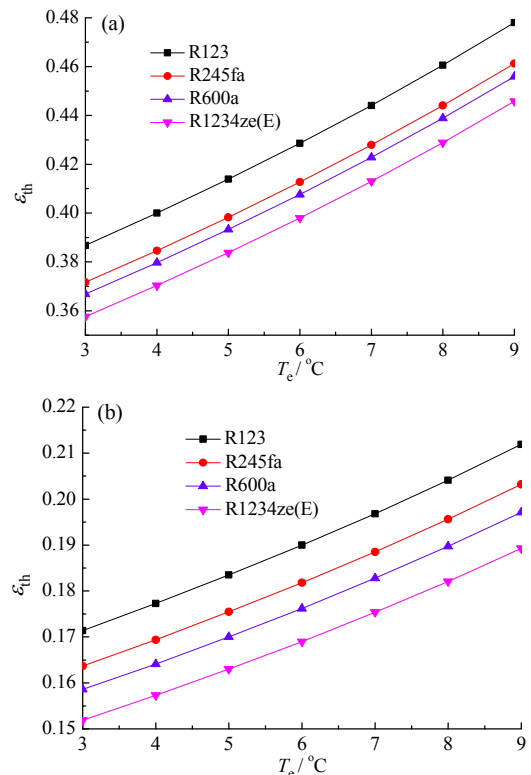


图 7 蒸发温度对系统热效率和焓效率的影响
 Fig. 7 Thermal efficiency and exergy efficiency versus evaporation temperature

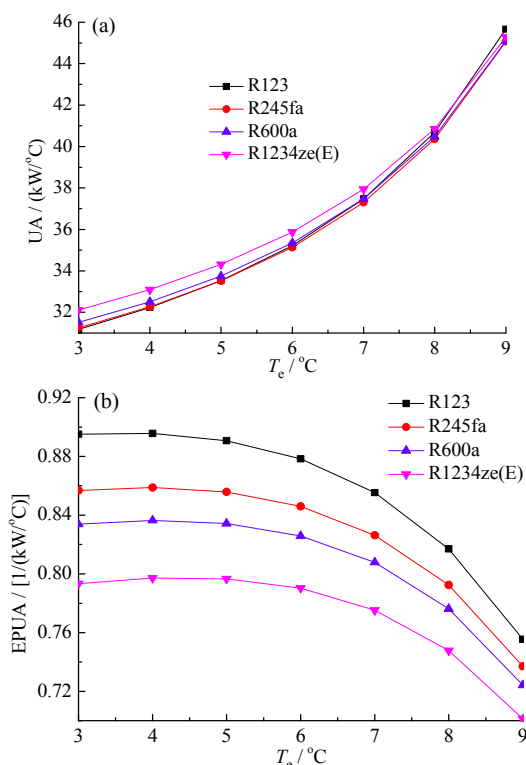


图8 蒸发温度对系统 UA 值和 EPUA 的影响

Fig. 8 UA value and EPUA versus evaporation temperature

4.4 换热温差对系统 UA 值和 EPUA 的影响

ORC-VCC 系统发生器、冷凝器和蒸发器的换热温差对换热器的成本也有一定的影响。该部分选取 R123 作为循环工质，其中发生温度、冷凝温度和蒸发温度设定为典型工况参数，换热温差对系统 UA 值和 EPUA 的影响如图 9~ 图 11 所示。由图 9 可以发现 UA 值随着 ΔT_{boi} 先急剧减小后增大，当 $\Delta T_{\text{boi}} = 16$ 时，UA 取得最小值，这是因为当换热温差较小时，虽然发生器的取热比较小，但是发生器的对数平均温差过小，根据发生器热量平衡的关系，发生器的 UA 值很大。由于此时系统的热效率不变，EPUA 的趋势很容易根据 UA 值进行判定。所以在进行发生器设计时，热水的进出口温差不要小于 16。但也不能使换热温差过小，虽然此时系统的效率较高，但是由于发生器的取热较小，单位热水的发电量较小，还需考虑热水泵功耗及系统装机规模。由图 10 可以发现，系统 UA 值随着 ΔT_{con} 的增大而增大，这也是由冷凝器的对数平均温差的变化引起的。这说明冷凝器的换热温差越小，系统的 UA 值越小，但在实际应用中还需考虑对冷却水泵功耗和环境因素的影响。由图 11 可以发现， ΔT_{eva} 对系统的 UA 值和 EPUA 的影响可以忽略不计。

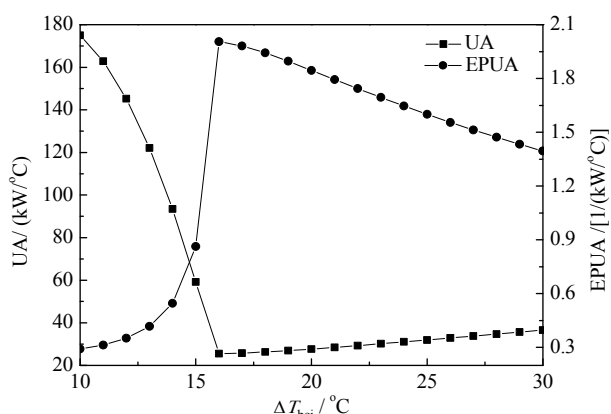


图9 发生器换热温差对 UA 和 EPUA 的影响

Fig. 9 UA and EPUA versus heat transfer temperature difference of the boiler

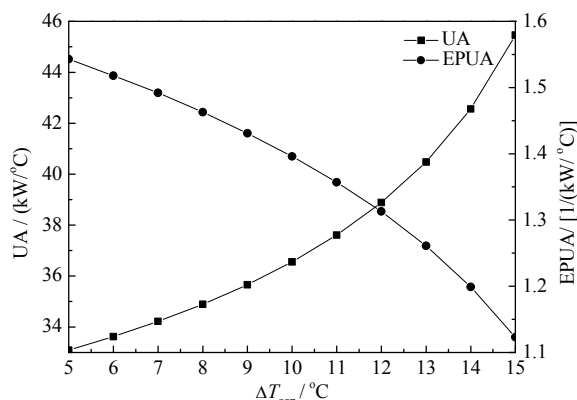


图10 冷凝器换热温差对 UA 和 EPUA 的影响

Fig. 10 UA and EPUA versus heat transfer temperature difference of the condenser

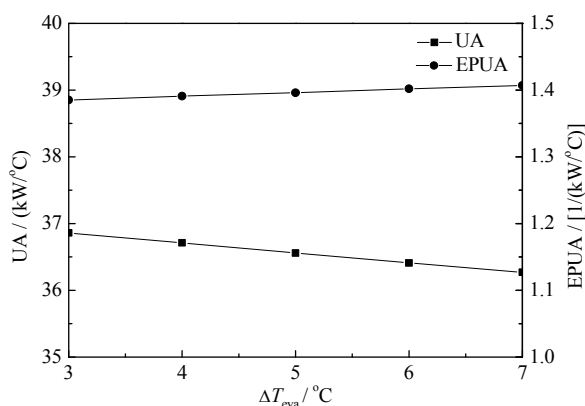


图11 蒸发器换热温差对 UA 和 EPUA 的影响

Fig. 11 UA and EPUA versus heat transfer temperature difference of the evaporator

5 结论

本文建立了太阳能 ORC-VCC 系统，对循环工质及系统运行工况进行了优化，主要结论如下：

(1) ε_{th} 和 ε_{ex} 都随着发生温度的升高而增大, 兼顾到系统 UA 及 EPUA, 在系统设计时, 发生温度不能低于 75。

(2) ε_{th} 、 ε_{ex} 、UA 都随着冷凝温度的升高而降低, EPUA 随着冷凝温度的升高先增大后减小, 存在最佳的冷凝温度 42 使得 EPUA 获得最大值。

(3) ε_{th} 、 ε_{ex} 、UA 都随着蒸发温度的升高而增大, EPUA 随着冷凝温度的升高先增大后减小, 存在最佳的蒸发温度 4 使得 EPUA 获得最大值。

(4) 在相同运行工况下, 4 种工质 ε_{th} 和 ε_{ex} 从大到小分别是 R123、R600a、R245fa、R1234ze(E)。综合对比 R123 是最适合的循环工质。蒸发温度对系统性能的影响要小于冷凝温度对系统性能的影响, 远大于发生温度对系统性能的影响。

(5) 系统中发生器、冷凝器和蒸发器的换热温差对系统的 UA 值和 EPUA 有着一定的影响。UA 值随着 ΔT_{boi} 的增大先降低后增大, 在进行发生器设计时, 热水的进出口温差不要小于 16。系统 UA 值随着 ΔT_{con} 的增大而增大。 ΔT_{eva} 对系统的 UA 值和 EPUA 的影响可以忽略不计。

参考文献：

- [1] 宋兆培, 王如竹, 翟晓强. 太阳能驱动的高温辐射制冷[J]. 科学通报, 2008, 53(24): 3056-3061.
- [2] BALARAS C A, GROSSMAN G, HENNING H M, et al. Solar air conditioning in Europe-an overview[J]. Renewable and sustainable energy reviews, 2007, 11(2): 299-314. DOI: 10.1016/j.rser.2005.02.003.
- [3] EĞRICAN A N, KARAKAS A. Second law analysis of a solar powered Rankine cycle/vapor compression cycle[J]. Journal of heat recovery systems, 1986, 6(2): 135-141. DOI: 10.1016/0198-7593(86)90073-1.
- [4] LI H S, BU X B, WANG L B, et al. Hydrocarbon working fluids for a Rankine cycle powered vapor compression refrigeration system using low-grade thermal energy[J]. Energy and building, 2013, 65: 167-172. DOI: 10.1016/j.enbuild.2013.06.012.
- [5] DUBEY M, RAJPUT S P S, NAG P K, et al. Energy analysis of a coupled power-refrigeration cycle[J]. Proceedings of the institution of mechanical engineers, part a: journal of power and energy, 2010, 224(6): 749-759. DOI: 10.1243/09576509JPE894.
- [6] APHORNRATANA S, SRIVEERAKUL T. Analysis of a combined Rankine-vapour-compression refrigeration cycle[J]. Energy conversion and management, 2010, 51(12): 2557-2564. DOI: 10.1016/j.enconman.2010.04.016.
- [7] 黄允东, 郁永章. 利用涡旋机械的朗肯-朗肯循环制冷系统制冷剂的优选[J]. 流体机械, 1997, 25(1): 52-55, 38.
- [8] JEONG J, KANG Y T. Analysis of a refrigeration cycle driven by refrigerant steam turbine[J]. International journal of refrigeration, 2004, 27(1): 33-41. DOI: 10.1016/S0140-7007(03)00101-4.
- [9] KAUSHIK S C, SINGH M, DUBEY A. Thermodynamic modelling of single/dual organic fluid Rankine cycle cooling systems: a comparative study[J]. International journal of ambient energy, 1994, 15(1): 37-50. DOI: 10.1080/01430750.1994.9675627.
- [10] KAUSHIK S C, DUBEY A, SINGH N. Thermal modelling and energy conservation studies on freon rankine cycle cooling system with regenerative heat exchanger[J]. Heat recovery systems and CHP, 1994, 14(1): 67-77. DOI: 10.1016/0890-4332(94)90073-6.
- [11] KARELLAS S, BRAIMAKIS K. Energy-exergy analysis and economic investigation of a cogeneration and trigeneration ORC-VCC hybrid system utilizing biomass fuel and solar power[J]. Energy conversion and management, 2016, 107: 103-113. DOI: 10.1016/j.enconman.2015.06.080.
- [12] ANEKE M, AGNEW B, UNDERWOOD C, et al. Thermodynamic analysis of alternative refrigeration cycles driven from waste heat in a food processing application[J]. International journal of refrigeration, 2012, 35(5): 1349-1358. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2012.04.008.
- [13] PRIGMORE D, BARBER R. Cooling with the sun's heat Design considerations and test data for a Rankine Cycle prototype[J]. Solar energy, 1975, 17(3): 185-192. DOI: 10.1016/0038-092X(75)90058-4.
- [14] WANG H L, PETERSON R, HARADA K, et al. Performance of a combined organic Rankine cycle and vapor compression cycle for heat activated cooling[J]. Energy, 2011, 36(1): 447-458. DOI: 10.1016/j.energy.2010.10.020.
- [15] WANG H L, PETERSON R, HERRON T. Design study of configurations on system COP for a combined ORC (organic Rankine cycle) and VCC (vapor compression cycle)[J]. Energy, 2011, 36(8): 4809-4820. DOI: 10.1016/j.energy.2011.05.015.
- [16] LIU W, MEINEL D, WIELAND C, et al. Investigation of hydrofluoroolefins as potential working fluids in organic Rankine cycle for geothermal power generation[J]. Energy, 2014, 67: 106-116. DOI: 10.1016/j.energy.2013.11.081.

作者简介：

王令宝 (1986-), 男, 硕士, 助理研究员, 主要从事低品位热能利用技术研究。

龚宇烈 (1978-), 男, 博士, 研究员, 主要从事地热能综合利用研究。