

地热驱动的有机朗肯-蒸汽压缩制冷系统 循环工质优化

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

(1.中国科学院广州能源研究所, 广东 广州 510640;

2.中国科学院可再生能源重点实验室, 广东 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, 广东 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: 以广东地区地热资源条件为背景, 基于 EES (Engineering Equation Solver) 软件, 建立低温热能驱动的有机朗肯-蒸汽压缩制冷系统热力学模型。综合多方面因素选取了 R1234ze、R123、R141b 和 R245fa 作为循环工质, 从热力学第一和第二定律角度, 并兼顾系统换热器的传热能力 UA 值 (总传热系数 U 与传热面积 A 的乘积), 研究地热水进口温度、冷凝温度和蒸发温度对系统热效率、火用效率和 UA 值的影响规律。结果表明: 系统热效率、火用效率、UA 值随地热水进口温度的升高而增大, 随着冷凝温度的升高而降低, 随着蒸发温度的升高而增大。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, 大于地热水进口温度对系统性能的影响。四种工质热效率和火用效率从大到小分别是 R141b、R123、R245fa、R1234ze。UA 值最大的是 R1234ze, 且远远大于另外三种工质, 另外三种工质的 UA 值相当, 综合对比 R141b 是最适合的循环工质。建议后续开展耦合系统效率和投资成本的多目标函数极值研究, 兼顾效率和成本。

关键词: 地热制冷; 有机朗肯-蒸汽压缩; 工质优选

0 引言

地热作为一种可再生能源, 具有热流密度大、容易收集和输送、参数 (流量、温度) 稳定、可全天候开采、使用方便、安全可靠等优点。我国是一个地热资源丰富的国家, 占全球地热资源的 7.9%。资料表明, 全国目前有 3000 多处天然温泉, 其中 60℃ 以上的占 24%, 即 730 余处, 我国还有 3000 多眼地热井, 其中温度高于 80℃ 的至少有百余眼。

温泉旅游是我国目前新兴的休闲度假旅游方式, 温泉旅游开发的热潮也渐渐在全国形成, 然而开发利用尚处于初级阶段, 开发程度较低, 没有实现地热资源的梯级、科学利用。以广东丰顺为例, 地热水出水温度达到 90℃ 左右, 大部分的地热点基本上都是处于洗浴和医疗保健等利用水平, 高效、节能、环保型的技术实施几乎没有。

近年来, 随着能源与环境问题带来的挑战不断加大, 国际社会逐渐关注以前被忽略的大量低温地热资源的利用。尤其是资源储量最为丰富的

低于 100℃ 的低温地热资源的开发前景, 正得到越来越多的关注。中低温地热驱动的有机朗肯循环-蒸汽压缩制冷 (ORC-VCC) 也受到越来越多的关注, 能够有效地利用我国的地热资源, 在一定程度上实现能源的梯级利用, 具有较广阔的应用前景。

目前, 国外相关学者在 ORC-VCC 循环方面已取得了一定的成就。如 Prigmore 和 Barber 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。Nazer 和 Zubair 以及 Egriçan 和 Karakas 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。Kaushik 等探讨了回热器在 ORC-VCC 系统中的应用潜力, 循环工质包括 R12, R22, R113 和 R114。黄允东和郁永章对基于涡旋机械的 ORC-VCC 系统的结构特点进行了剖析, 并开展了制冷剂的优选研究。Jeong 和 Kang 评价了 R123, R134a 和 R245ca 在 ORC-VCC 循环中的性能, 指出 R123 系统具有最佳的性能系数。同

时指出回热器,再热器以及过冷器的引入可以改善循环的性能,这一结果随后被 Dubey 等人的研究证明。Aphornratana 和 Sriveerakul 针对 ORC-VCC 循环设计了往复式膨胀机,以 R134a 为工质,该系统的最低驱动温度可以达到 60℃,蒸发温度可以低至-10℃。Aneke 等人对以 R245fa (动力侧)和 NH₃ (制冷侧)为工质的有机朗肯-朗肯制冷系统在食品加工行业的应用进行了分析。Wang 等分析了不同流程的 ORC-VCC 循环的热力性能。

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。但是研究手段相对单一,大多利用热力学第一定律进行研究,而且对系统造价成本的研究甚少。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)是其传热面积的反应,可以利用 UA 值来反应系统的技术经济性。而且针对中低温地热温泉资源综合利用的 ORC-VCC 系统的研究鲜有报道。本文以广东丰顺地区典型地热资源参数为设计工况,首先利用地热水进行 ORC-VCC,再根据地热尾水的排水温度进行其他形式的利用,如地热溴化锂制冷、地热干燥、地源热泵等,实现地热资源的梯级利用。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。

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。动力侧和制冷侧使用同种工质,利用地热温泉废热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。其工作原理为:有机工质在发生器内被加热汽化,汽化后的工质进入膨胀机推动其转动对外输出功,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。制冷侧和动力侧共用一个冷凝器。

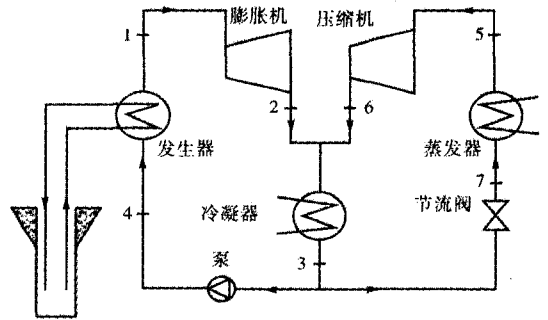


图 1 ORC-VCC 系统流程图

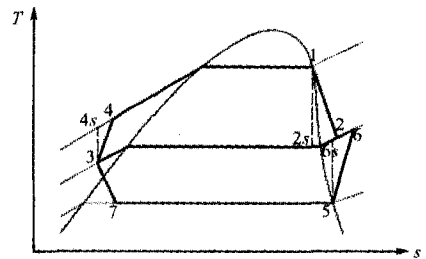


图 2 ORC-VCC 系统 T-S 图

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:系统处于稳定流动状态;系统各个部件和外界环境没有热交换;忽略发生器、冷凝器、蒸发器和连接管路的压力损失;发生器、冷凝器、蒸发器出口有机工质为饱和状态;忽略冷却水的动力消耗;忽略地热流体的动力消耗;透平效率和泵效率为给定值。

2.1 部件及循环的质量平衡方程

$$\sum m_{in} = \sum m_{out} \quad (1)$$

式中: $\sum m_{in}$ - 流入部件物流的质量流量, kg/s;

$\sum m_{out}$ - 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

$$Q - W = \sum m_{out} h_{out} - \sum m_{in} h_{in} \quad (2)$$

本模型中发生器、冷凝器、蒸发器的传热计算采用分段计算的方法,其中传热流体和有机工质以逆流形式进行热交换。

$$Q_{boiler} = (UA)_{boiler} \Delta T_{ln,boiler} \quad (3)$$

$$Q_{con} = (UA)_{con} \Delta T_{in,con} \quad (4)$$

$$Q_{eva} = (UA)_{eva} \Delta T_{in,eva} \quad (5)$$

式中： e 输入系统热量，kJ； UA 传热能力，kW/K； ΔT_{in} 对数平均温差，K； W -系统输出净功，kJ； h -系统的比焓，kJ/kg；下标“boiler”、“con”、“eva”分别表示发生器、冷凝器和蒸发器，下标“in”、“out”分别表示进出口。

2.3 热力学效率

$$\eta_I = Q_c / Q_h \quad (6)$$

式中： η_I 系统热力学第一定律效率； Q_c 制冷功率，kJ； Q_h 热源输入功率，kJ；

$$\eta_{II} = E_{output} / E_{input} \quad (7)$$

式中： η_{II} 系统的热力学第二定律效率； E_{output} 输出火用，kJ； E_{input} 输入火用，kJ。

3 循环工质初选

在循环工质的选择过程中，需要综合考虑各个方面的因素，包括环保性、安全性、经济性、化学稳定性和热力学性能等。以下为几种比较适用的工质，如表 1 所示。

表 1 工质物性

工质名称	摩尔质量/ g/mol	临界温度/ ℃	临界压力/ MPa	臭氧 破坏潜势	全球变暖 潜能值
R1234ze	114.04	109.47	3.636	0	4
R123	152.9	183.8	3.66	0.012	120
R141b	117.0	204.2	4.25	0.086	700
R245fa	134.1	154.1	3.64	0	950

4 结果分析

本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。本文选取广东地区地热资源参数作为模拟计算背景，具体分析计算参数如表 2 所示。

4.1 地热水进口温度对系统性能的影响

本文研究 85~105℃地热水对系统性能的影响，如图 3~5 所示。从图 3 和 4 可以发现，系统的热效率、火用效率都是随着地热水进口温度的增大而增大。系统的热效率随地热水进口温度的提高，增大幅度比较大，R141b 增大幅度约是 0.009/℃，而系统火用效率增大幅度很小，R141b

表 2 系统计算工况参数

参数	典型参数	范围
地热水进口温度 (℃)	95	85-105
冷凝温度 (℃)	40	37-45
蒸发温度 (℃)	5	3-7
环境温度 (℃)	25	
膨胀机效率	0.8	
工质泵效率	0.75	
压缩机效率	0.8	
地热水流量 (kg/s)	1	

地热水进口温度 (℃)	95	85-105
冷凝温度 (℃)	40	37-45
蒸发温度 (℃)	5	3-7
环境温度 (℃)	25	
膨胀机效率	0.8	
工质泵效率	0.75	
压缩机效率	0.8	
地热水流量 (kg/s)	1	

增大幅度约是 0.0005/℃。这说明提高地热水温度可以明显提高系统的热效率，但是对系统火用效率的提高意义不大。对比本文初步筛选的四种工质的热效率和火用效率，热效率从大到小分别是 R141b、R123、R245fa、R1234ze，火用效率从大到小分别是 R141b、R123、R245fa、R1234ze；热效率和火用的大小关系是一致的，而且和这四种工质的临界温度的大小关系也是一致的，这说明在亚临界循环范围内，临界温度越高，系统的热效率和火用效率越大。

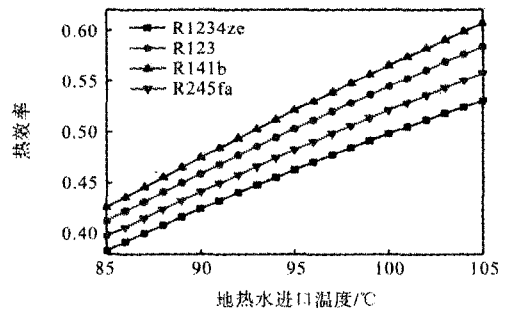


图 3 地热水进口温度对系统热效率的影响

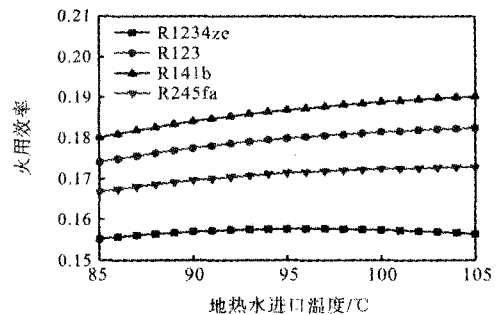


图 4 地热水进口温度对系统火用效率的影响

图 5 显示的是换热器的总 UA 值与地热水进口温度的关系。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。由图 5 可以发现，随着地

热水进口温度的增大,系统的 UA 值是增大的, R141b 的 UA 值增大幅度是 $0.25 \text{ (kW/k) / } ^\circ\text{C}$ 。UA 值最大的是 R1234ze,且远远超过其它工质,其它三种工质 R123、R141b 和 R245fa 的 UA 值相差不大。综合对比, R141b 在这四种工质中是最适合的。

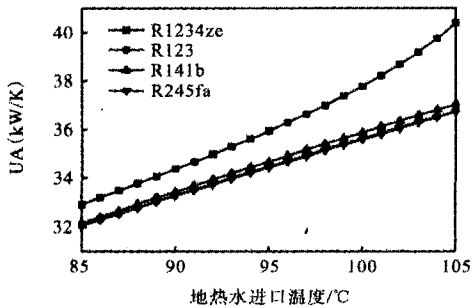


图5 地热水进口温度对系统 UA 值的影响

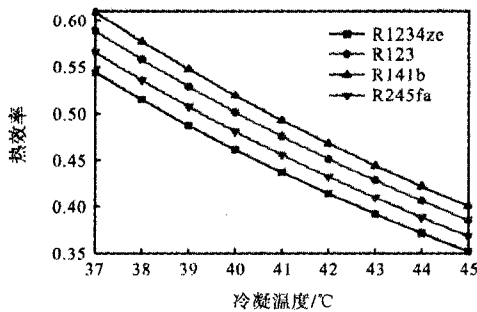


图6 冷凝温度对系统热效率的影响

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 6~8 所示。由图 6、图 7 可以发现,系统的热效率和火用效率都随着冷凝温度的升高而降低,四种工质热效率和火用效率从大到小分别是 R141b、R123、R245fa、R1234ze。R141b 的热效率增加幅度是 $0.019/^\circ\text{C}$,火用效率的增加幅度是 $0.0067/^\circ\text{C}$ 。蒸发温度对系统性能的影响要大于地热水进口温度对系统性能的影响,小于冷凝温度对系统性能的影响。也就是说降低冷凝温度可以明显提高系统的热效率和火用效率。

由图 8 可以发现系统的 UA 值随着冷凝温度的升高而降低,UA 值最大的是 R1234ze,另外三种工质的 UA 值相当。以 R141b 为例,UA 的降低幅度是 $2.65 \text{ (kW/k) / } ^\circ\text{C}$,远大于地热水进口温度对系统 UA 值的影响。从图 8 可知,提高系统的冷

凝温度可以明显降低系统的投资成本。这就启发我们在系统设计时,兼顾系统的热效率、火用效率和投资成本,选择一个最优的冷凝温度。综合对比 R141b 的系统性能最优。

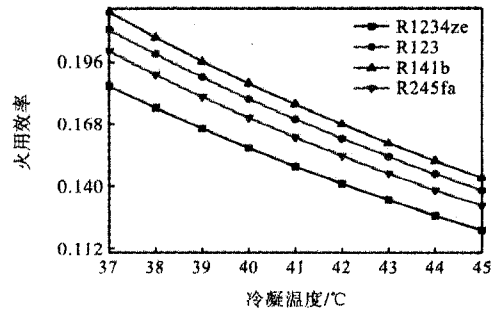


图7 冷凝温度对系统火用效率的影响

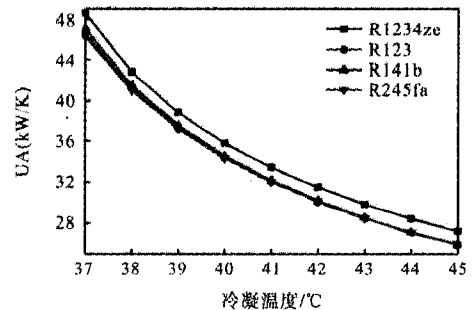


图8 冷凝温度对系统 UA 值的影响

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 9~11 所示。由图 9 和 10 可以发现系统的热效率和火用效率都随着蒸发温度的提高而增大。四种工质热效率和火用效率从大到小分别是 R141b、R123、R245fa、R1234ze。R141b 的热效率增加幅度是 $0.019/^\circ\text{C}$,火用效率的增加幅度是 $0.0067/^\circ\text{C}$ 。蒸发温度对系统性能的影响要大于地热水进口温度对系统性能的影响,小于冷凝温度对系统性能的影响。

由图 11 可以发现系统的 UA 值随着蒸发温度的提高而增大,UA 值最大的是 R1234ze,且远远大于另外三种工质,另外三种工质的 UA 值相当。在系统设计时也要同时兼顾系统的热效率、火用效率和投资成本,选择一个最佳值。综合对比 R141b 的系统性能最佳。

篇幅所限,本文只进行了单目标函数的影响规律研究,下一步需要开展多目标函数的影响规

律研究,即建立耦合热效率与 UA 值或火用效率与 UA 值的多目标函数,研究地热进口温度、冷凝温度、蒸发温度对多目标函数的影响规律,探索最佳的运行工况。

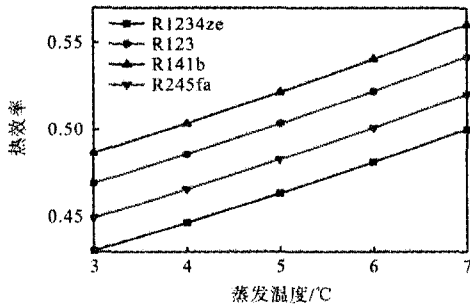


图 9 蒸发温度对系统热效率的影响

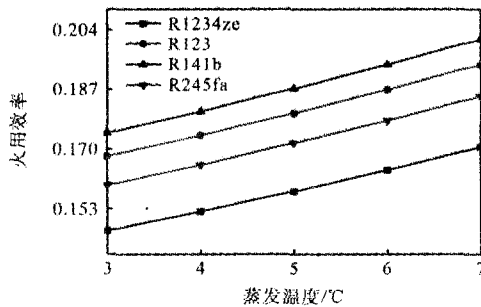


图 10 蒸发温度对系统火用效率的影响

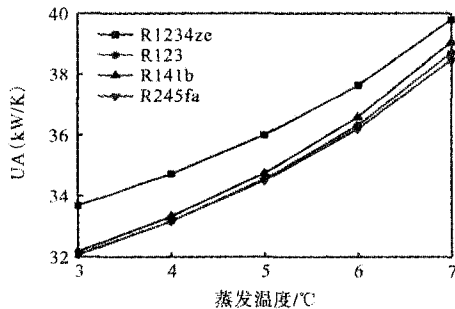


图 11 蒸发温度对系统 UA 值的影响

5 结论

鉴于广东地区地热温泉的粗放型开发利用现状,以广东地热资源情况为背景,建立了地热 ORC-VCC 系统,重点对循环工质进行了优选。ORC-VCC 丰富了地热制冷的方式,为地热资源的综合梯级利用提供了多种途径。通过本文的研究,可以得到以下结论:

(1) 系统热效率、火用效率和 UA 值随着地热水进口温度的升高而增大,随着冷凝温度的升

高而降低,随着蒸发温度的升高而增大。单目标函数极值研究不能满足同时兼顾系统效率和投资成本的需求,后续将进行耦合系统效率和投资成本的多目标函数极值研究。

(2) 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,大于地热水进口温度对系统性能的影响。

(3) 在相同运行工况下,四种工质热效率和火用效率从大到小分别是 R141b、R123、R245fa、R1234ze,而且和这四种工质的临界温度的大小关系也是一致的,这说明在亚临界循环范围内,临界温度越高,系统的热效率和火用效率越大。UA 值最大的是 R1234ze,且远远大于另外三种工质,另外三种工质的 UA 值相当。综合对比 R141b 是最适合的循环工质。

主要参考文献

- [1] 孔令珍.中国地热能发展趋势[J].煤炭技术,2006,25(7):107~108
- [2] 郑克棧,潘小平.中国地热发电开发现状与前景[J].中外能源,2009,14(2):45-48.
- [3] 魏燕.基于循环经济理念的温泉资源可持续利用研究[D].成都:四川大学历史文化(旅游)管理学院,2007,11-13
- [4] H.D.Hettiarachchi, Madhaw, G.Mihajlo, et al.Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources[J].Energy,2007,32(9):1698-1706
- [5] Prigmore D, Barber R.Cooling with the sun's heat Design considerations and test data for a Rankine Cycle prototype.Solar Energy.1975.17(3):185-192.
- [6] Nazer MO, Zubair SM.Analysis of Rankine cycle air-conditioning systems.ASHRAE Journal.1982.88(2):332-334.
- [7] Eğrican AN, Karakas A.Second law analysis of a solar powered Rankine cycle/vapor compression cycle.Journal of Heat Recovery Systems.1986.6(2):135-141.
- [8] Kaushik SC, Singh M, Dubey A.Thermodynamic modelling of single/dual organic fluid Rankine cycle cooling systems: A comparative study.International Journal of Ambient Energy.1994, 15(1):37-50.