

临界温度对有机朗肯循环工质性能影响研究

郭世坤, 赵 军*

上海理工大学能源与动力工程学院, 上海

收稿日期: 2024年4月28日; 录用日期: 2024年5月23日; 发布日期: 2024年5月31日

摘要

为探究工质临界温度对ORC系统工质性能的影响, 选取R245fa、R236fa、RC318、R152a、R134a、R143a、R141b、R142b和R600a九种循环工质, 利用Aspen Plus建立ORC系统模型, 研究不同蒸发压力下工质临界温度对系统性能的影响。分析结果表明工质流量随蒸发压力的增大而减小, 干工质的流量受蒸发压力的影响最大; 膨胀机输出功率随蒸发压力的增大而增大, 且随着蒸发压力升高, 膨胀机输出功率的增大趋势逐渐减缓; 在同一蒸发压力下, 系统热效率和焓效率与工质的临界温度均呈正相关关系。

关键词

有机朗肯循环, 蒸发压力, 临界温度

The Impact of Critical Temperature on the Performance of Organic Rankine Cycle Working Fluids

Shikun Guo, Jun Zhao*

School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

Received: Apr. 28th, 2024; accepted: May 23rd, 2024; published: May 31st, 2024

Abstract

In order to investigate the influence of working fluid critical temperature on the performance of Organic Rankine Cycle (ORC) systems, nine working fluids including R245fa, R236fa, RC318, R152a, R134a, R143a, R141b, R142b, and R600a were selected. An ORC system model was established using Aspen Plus to study the impact of working fluid critical temperature on system per-

*通讯作者。

formance under different evaporating pressures. The analysis results indicate that the working fluid flow rate decreases with increasing evaporating pressure, and the flow rate of dry working fluid is most affected by evaporating pressure. The output power of the expander increases with increasing evaporating pressure, and the increasing trend of expander output power gradually slows down as the evaporating pressure rises. Under the same evaporation pressure, the thermal efficiency and exergy efficiency of the system are positively correlated with the critical temperature of the working fluid.

Keywords

Organic Rankine Cycle, Evaporation Pressure, Critical Temperature

Copyright © 2024 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



1. 引言

在全球能源结构转型和减碳目标的大背景下,双碳政策(碳达峰和碳中和)已成为中国未来能源发展的重要指导方针。在这一政策推动下,寻求高效、可持续的能源技术创新显得尤为关键。有机朗肯循环(Organic Rankine Cycle, ORC)作为一种能高效转换低温热能为电能的技术,使用有机工质代替传统的水蒸气,能够在较低的温度和压力下运行[1],进一步实现低温热源的能级匹配与梯级利用。

在 ORC 系统中,工质的选择对系统的性能和效率具有至关重要的影响。研究[2] [3]表明各有机工质之间的物性差异,是造成 ORC 热力循环性能差异的重要因素。韩中合等[4]选取了 R600, R600a, R245fa, R236fa, R236ea, R601, R601a, RC318, R227ea 9 种有机工质,在不同蒸发温度条件下对比分析其热力循环特性,得出 R601 具有较小的汽耗率和较低的蒸发压力,更适合文中所设计的太阳能 ORC 发电系统。李子航等[5]针对开口和闭口两类热源,建立四种热经济性指标,分析临界温度对各热经济性指标的影响。李慧君等[6]对 120°C~150°C 的低温热源建立 ORC 模型,选取 4 种工质,分析蒸发温度、过热度 and 窄点温差对系统热力性能和经济型的影响;并建立了以焓效率与净现值为评价指标的综合目标函数 F_x ,通过遗传算法多参数优化,找出了所选 4 种工质的最佳运行参数,所选工质中 R1234ze 经济性能最佳, R245fa 热力性能最佳。Isam H 等[7]研究不同的干燥烃工质(如甲烷、乙烷等)在其临界点温度对有机朗肯循环系统性能和效率的具体影响,发现热效率与有机工质的临界温度相关;以热效率和焓效率为目标,某些碳氢化合物的性能优于传统制冷剂,己烷是所研究系统中性能最好的工质,而 R-227ea 是最差的。Ambarita H 等[8]对 ORC 发电进行了模拟和分析,发现涡轮入口压力的增加将提高系统 ORC 的热效率,所选工质中 R11 性能优于 R245fa 和 R123, R11 具有最高的涡轮输出功率和系统热效率。

本文利用 Aspen Plus 建立 ORC 系统模型,选取 9 种有机工质,模拟分析工质种类、蒸发压力和工质临界温度对 ORC 系统性能的影响,为 ORC 系统工质筛选提供参考。

2. 有机朗肯循环系统热力性分析

2.1. 有机朗肯循环原理

有机朗肯循环(Organic Rankine Cycle, ORC)是一种热力循环系统,主要用于将低温热能转换为机械

能或电能。与朗肯循环(Rankine Cycle)相比, ORC 使用有机工质代替水作为循环工质, 由于有机工质的沸点较低, 因此更适合低温热能的利用。ORC 系统主要由蒸发器、膨胀机、冷凝器和工质泵这四大部件组成, 如图 1 所示。有机工质在蒸发器中从热源流体中吸收热量, 变成蒸汽进入膨胀机中膨胀做功, 乏汽进入冷凝器, 在冷凝器中被冷却至液态, 在工质泵中升压后流入蒸发器进行下一次循环过程。

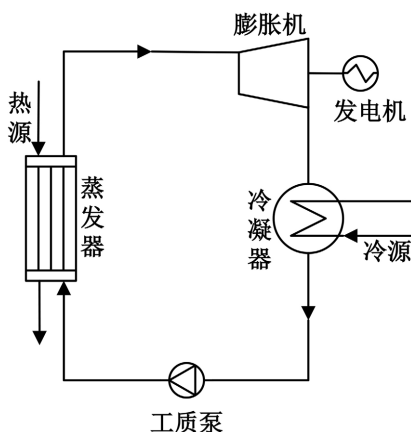


Figure 1. Schematic diagram of organic Rankine cycle
图 1. ORC 原理图

2.2. 有机朗肯循环热力性分析

亚临界 ORC 循环的温 - 熵(T-s)图如图 2 所示, ORC 系统工质循环过程由绝热膨胀(3~4)、定压冷却(4~1)、绝热加压(1~2)和定压加热(2~3)这 4 个热力过程组成。

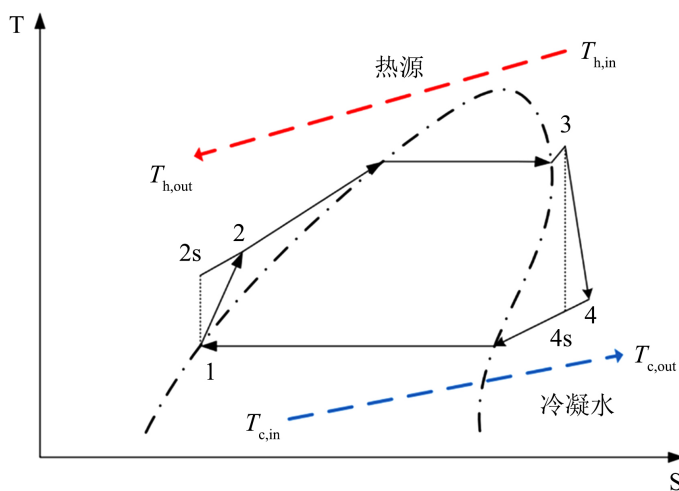


Figure 2. Temperature-entropy diagram of organic Rankine cycle system
图 2. ORC 系统 T-s 图

定压加热过程(2~3)中, 蒸发器内工质吸热量为

$$Q_{eva} = m_w (h_3 - h_2) \quad (1)$$

式中 Q_{eva} 为工质吸热量, kW; m_w 为工质的质量流量, kg/s; h 为工质在各状态点比焓, kJ/kg。

绝热膨胀过程(1~2)中, 膨胀机做功为

$$W_{\text{tur}} = m_w (h_3 - h_4) \eta_{\text{tur}} \quad (2)$$

$$\eta_{\text{tur}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (3)$$

式中 W_{tur} 为膨胀机输出功率, kW; η_{tur} 为膨胀机等熵效率。

定压冷却过程(4~1)中, 冷凝水的吸热量(工质的散热量)为

$$Q_{\text{con}} = m_c (h_4 - h_1) \quad (4)$$

式中 Q_{con} 为工质放热量, kW; m_c 为冷却水流量, kg/s。

绝热加压(1~2)中, 工质泵所消耗的功为

$$W_{\text{pump}} = m_w (h_2 - h_1) / \eta_{\text{pump}} \quad (5)$$

$$\eta_{\text{pump}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (6)$$

式中: W_{pump} 为工质泵消耗功, kW; η_{pump} 为工质泵等熵效率。

有机朗肯循环系统净输出功为

$$W_{\text{net}} = W_{\text{tur}} - W_{\text{pump}} \quad (7)$$

有机朗肯循环系统热效率为

$$\eta_{\text{cycle}} = \frac{W_{\text{net}}}{Q_{\text{eva}}} \quad (8)$$

有机朗肯循环系统焓效率为

$$\eta_{\text{exergy}} = \frac{W_{\text{net}}}{E_{\text{in}}} \quad (9)$$

$$E_{\text{in}} = Q_{\text{eva}} \left(1 - \frac{T_L}{T_H} \right) \quad (10)$$

式中: E_{in} 为热源进出口焓降, 即系统从热源吸收的焓, kW; T_H 是热源平均温度, K; T_L 是冷源平均温度, K。

3. ORC 系统建模及工质选择

3.1. ORC 系统建模

本文对 ORC 系统的建模与仿真采用 Aspen Plus 软件, 有机朗肯循环在 Aspen Plus 中的流程图如图 3 所示, 其中 EVA 为蒸发器、TUR 为膨胀机、CON 为冷凝器、PUMP 为工质泵 HOT-IN 为热源进口; HOT-OUT 为热源出口; COLD-IN 为冷源进口; COLD-OUT 为冷源出口。

系统的实际工作环境复杂, 影响因素众多, 为简化计算, 在模拟过程中做出以下假设:

- 1) 低温热源温度为 160℃。
- 2) 有机工质在蒸发器吸热后变为过热状态。
- 3) 物性方法选择 Peng-Robinson 进行计算。
- 4) 膨胀机的等熵效率为 80%; 工质泵的等熵效率为 75%。
- 5) 环境温度为 20℃。

- 6) 环境压力为 101.325 kPa。
- 7) 系统在稳定状态运行, 忽略管道中的压降和热损失。

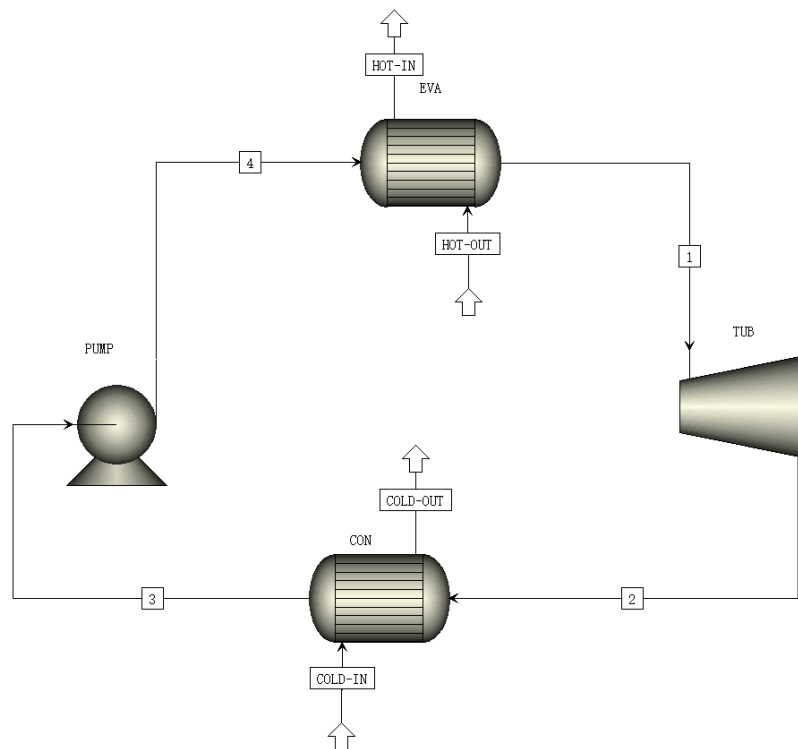


Figure 3. ASPEN organic rankine cycle flow chart
图 3. ASPEN 有机朗肯循环流程图

3.2. 工质物性参数

有机朗肯循环(ORC)系统的工质选择是系统设计中非常关键的一部分, 因为工质的热物理性质和化学性质直接影响到系统的热效率、经济性、安全性和环境影响, 合适的工质可以显著提高系统性能并降低运行成本。有机工质根据工质的饱和蒸汽线斜率, 如图 4 所示可分为干工质(饱和气线斜率为正)、湿工质(饱和气线斜率为负)和等熵工质(饱和气线斜率为正无穷)和三类[9] [10]。本文主要以热力学性质为评价指标, 所选的有机工质的物性参数由 REFPROP 软件获得, 其物性参数见表 1。

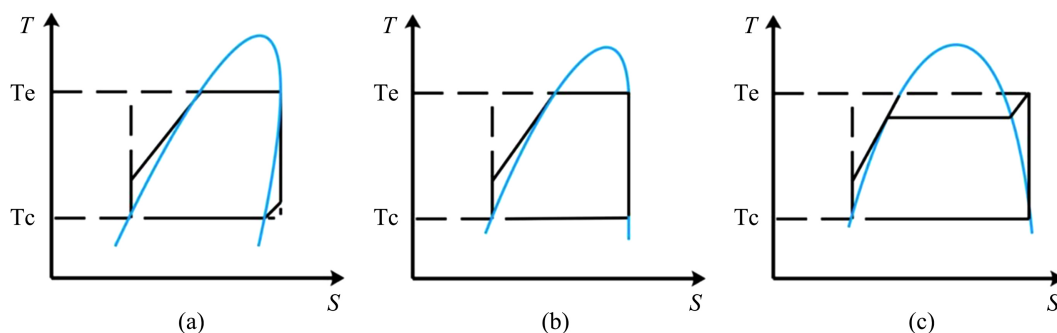


Figure 4. Temperature entropy diagram of three types of organic working fluids
图 4. 三类有机工质温熵图

Table 1. Working fluid physical parameters**表 1.** 工质物性参数

工质	分子式	工质类型	临界温度(K)	临界压力(MPa)
R245fa	CF ₃ CH ₂ CHF ₂	干工质	427.16	3.64
R236fa	CF ₃ CH ₂ CF ₃	干工质	398.07	3.2
RC318	(CF ₂) ₄	干工质	388.37	2.78
R152a	CHF ₂ CH ₃	湿工质	386.41	4.52
R134a	CF ₃ CH ₂ F	湿工质	374.21	4.06
R143a	CH ₃ CF ₃	湿工质	345.25	3.76
R141b	CCl ₂ FCH ₃	等熵工质	477.65	4.25
R142b	CH ₃ CClF ₂	等熵工质	477.15	4.14
R600a	CH ₃ CH(CH ₃)CH ₃	等熵工质	408.13	3.64

3.3. 仿真模型计算结果可靠性验证

在分析结果前,先对本章建立的 ORC 模型计算结果进行准确性验证,参考 Saleh B 等[11]计算以 R601 为系统工质,热源介质为热水的亚临界循环,表 2 为本文与文献计算结果对比,计算的输出参数与文献结果误差极小,证明本章仿真模型计算结果具有可靠性。

Table 2. The results of this paper are compared with those in the literature**表 2.** 本文与文献计算结果对比

	输入参数			输出参数	
	热源进口温度	蒸发温度	过热度	热源出口温度	热效率
文献[11]	393.15 K	373.15 K	5 K	377.05 K	12.91%
本文	393.15 K	373.15 K	5 K	377.12 K	12.90%

4. 结果分析与讨论

本文使用 Aspen Plus 建立了 ORC 系统模型,选取 R245fa、R236fa、RC318、R152a、R134a、R143a、R141b、R142b 和 R600a 九种循环工质,将上述工质按照干工质、湿工质和等熵工质分为三组进行对比分析,研究蒸发压力、临界温度对系统热力性能的影响。

4.1. 蒸发压力对工质流量的影响

图 5 反映了干工质、湿工质和等熵工质质量流量随蒸发压力的变化趋势,在相同蒸发器入口条件下,蒸发压力由 0.5 MPa 逐渐增大至 3 MPa,随着蒸发压力的增大,工质流量呈现逐渐减小的趋势。这一现象主要是由于蒸发压力的增加导致蒸发器出口处工质的焓值增加,而蒸发器入口的工质焓值保持不变,因此导致了工质蒸发器进出口的焓差增大。尽管排气的放热量也随之增加,但其变化程度小于工质蒸发器进出口焓值的变化。受限于换热器的换热性能,导致工质流量的随蒸发压力的增大而减小。

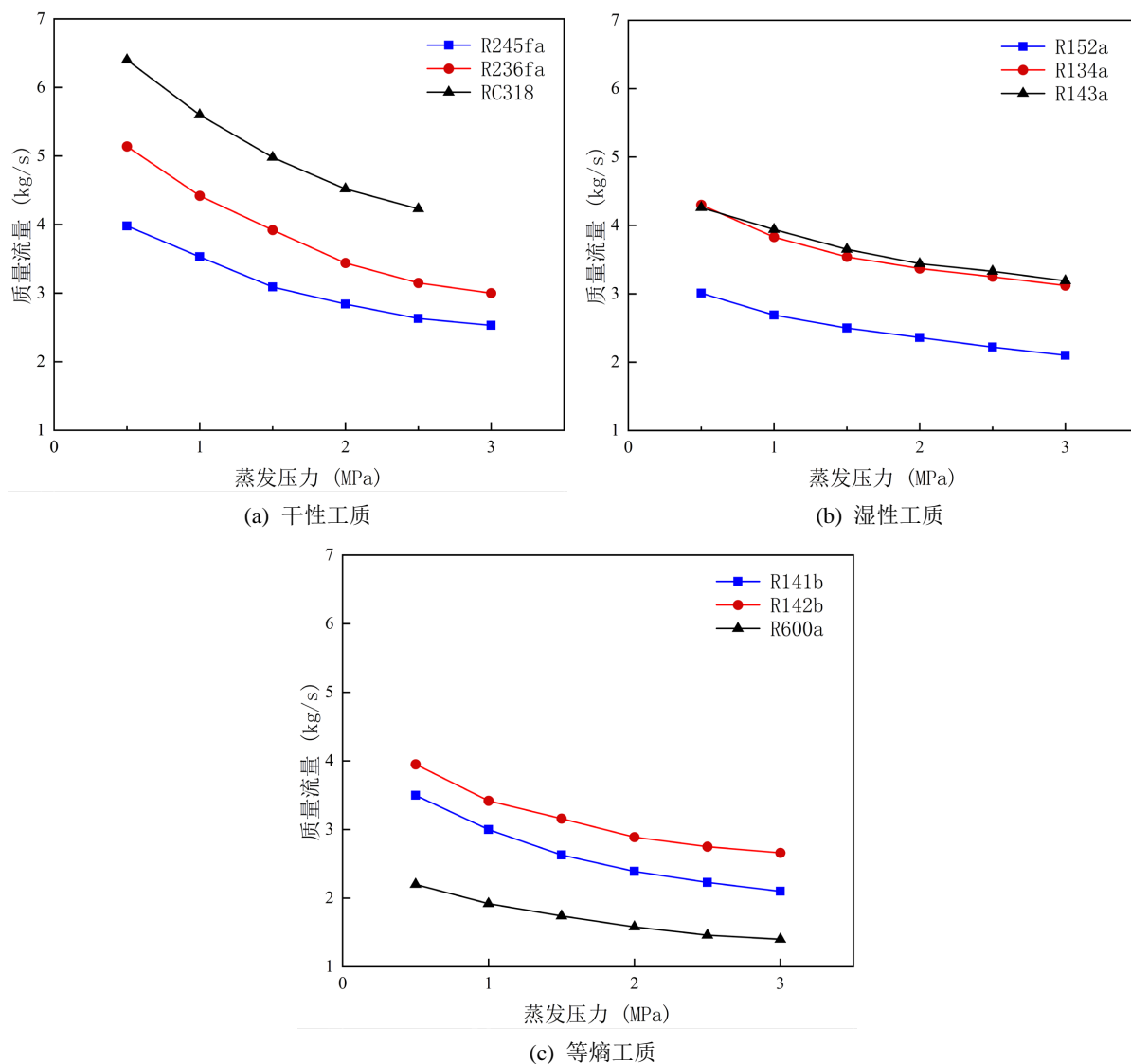


Figure 5. Effect of evaporation pressure on working fluid flow

图 5. 蒸发压力对工质流量的影响

此外, 对图 5 中三类工质对比分析可以得出, 蒸发压力对干工质、湿工质和等熵工质流量变化的影响程度不同, 其中, 干工质的流量受蒸发压力的影响最为显著, 其流量变化幅度较大, 而湿工质受蒸发压力的影响相对较小, 其流量变化幅度较小, 等熵工质流量变化幅度介于两者之间。

4.2. 蒸发压力对膨胀机输出功率的影响

图 6 反映了采用干工质、湿工质和等熵工质膨胀机输出功率随蒸发压力的变化趋势, 根据结果显示, 随着蒸发压力的增大, 膨胀机的输出功率也呈现出增大的趋势, 并且随着蒸发压力提高, 膨胀机输出功率的增大趋势逐渐减缓。这一现象的原因是, 膨胀机输出功率受工质流量和膨胀机进出口的压力比的共同影响。当膨胀机出口压力(即冷凝压力)不变时, 膨胀机进口压力(即蒸发压力)的增加使膨胀机的进出口压比提高, 从而增大了膨胀机输出功率。但由本文上一节研究可知, 蒸发压力的增加会导致工质流量减小, 受工质流量和膨胀机进出口的压比的综合影响, 膨胀机输出功率的增大趋势逐渐减缓。

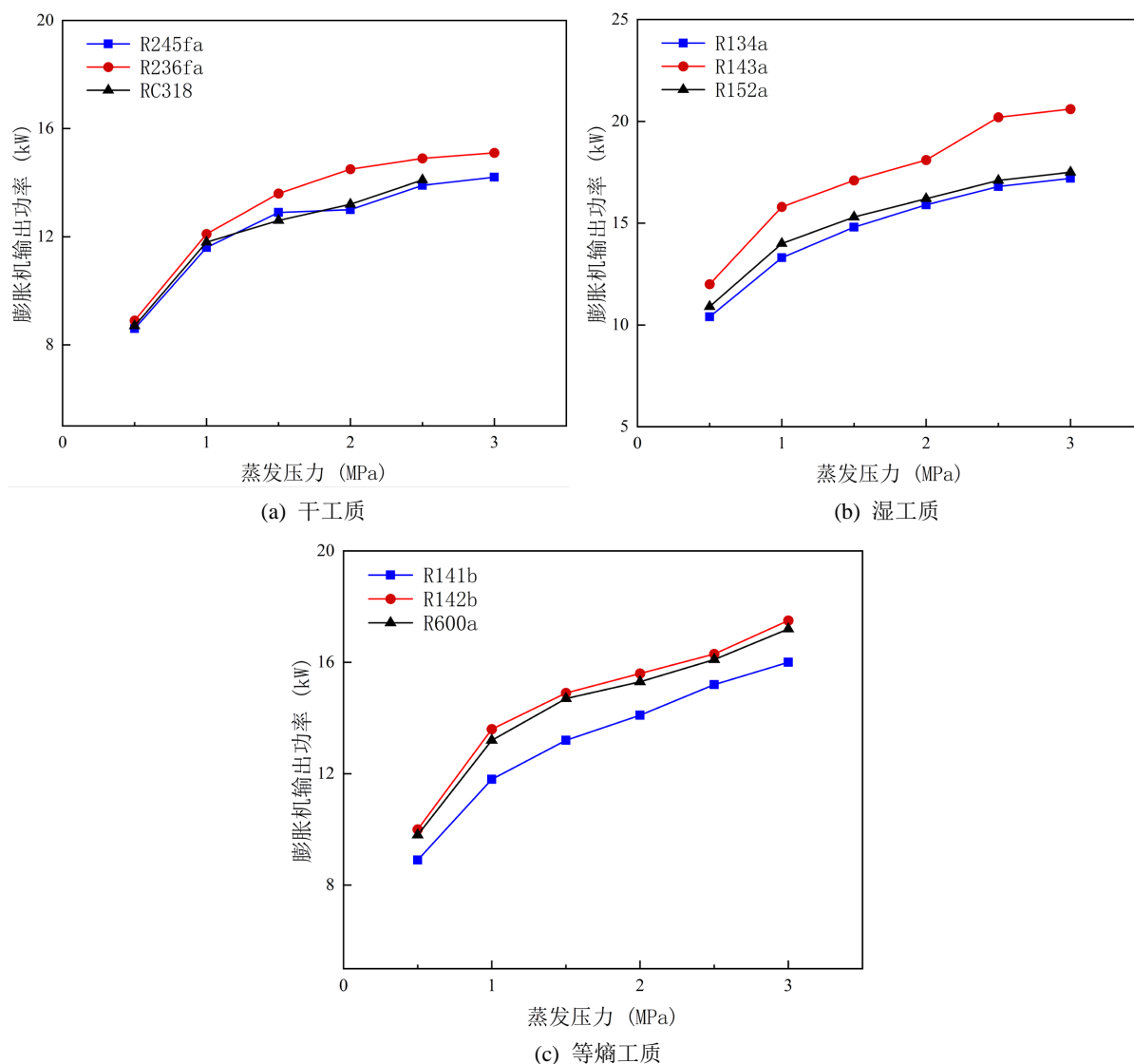


Figure 6. Effect of evaporation pressure on expander output power

图 6. 蒸发压力对膨胀机输出功率的影响

此外, 对图 6 中三类工质对比分析可以得出, 在同一蒸发压力下干工质、湿工质和等熵的膨胀机输出功率的范围区间大小不同, 其中, 采用湿工质时膨胀机输出功率整体最高, 等熵工质次之, 干工质最小。在蒸发压力变化范围内, 采用干工质的膨胀机输出功率的增长幅度较小, 相较于其他两种工质, 干工质受蒸发压力的影响较小。

4.3. 工质临界温度对系统热效率的影响

在 1 MPa 蒸发压力下, 所选 9 种有机工质的 ORC 系统热效率如图 7 所示, 由图 7 中数据及拟合曲线可知, 在同一蒸发压力下, 系统热效率与工质的临界温度呈正相关关系, 从整体上看工质的临界温度越高, 系统热效率越高。所选工质中 R143a 的临界温度最低, 为 345.25 K, 其系统热效率最低, 为 8.52%; R141b 的临界温度最高, 为 477.65 K, 其系统热效率最低, 为 12.51%。因此以系统热效率为选择工质的评价指标时, 应优先考虑临界温度大的工质。

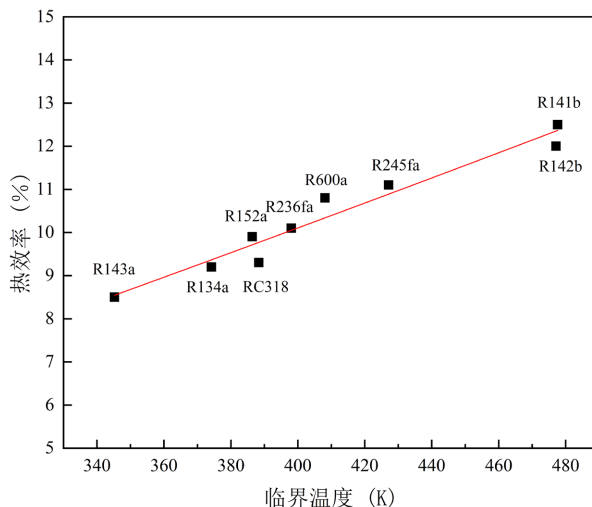


Figure 7. Relationship between critical temperature and system thermal efficiency

图 7. 临界温度与系统热效率关系

4.4. 工质临界温度对焓效率的影响

在 1 MPa 蒸发压力下, 所选 9 种有机工质的焓效率如图 8 所示, 由图 8 中数据及拟合曲线可知, 在同一蒸发压力下, 焓效率与工质的临界温度呈正相关关系, 从整体上看工质的临界温度越高, 其焓效率越高。所选工质中 R143a 的临界温度最低, 为 345.25 K, 其系统焓效率最低, 为 52.51%; R141b 的临界温度最高, 为 477.65 K, 其系统焓效率为 68.16%; R142b 的临界温度为 477.15 K, 其系统焓效率最高, 为 68.54%。因此以系统焓效率为选择工质的评价指标时, 应优先考虑临界温度大的工质。

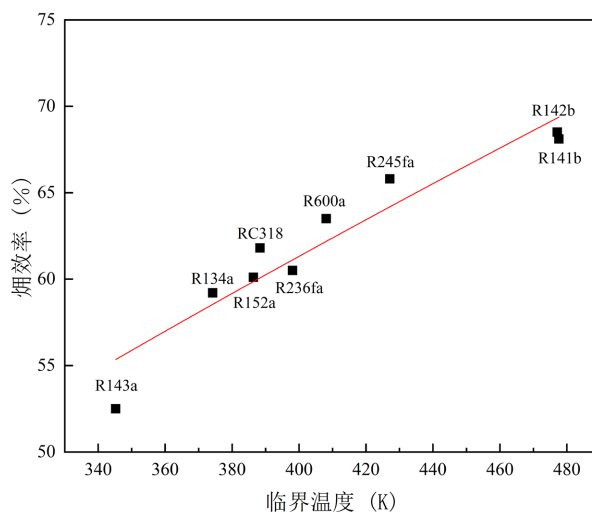


Figure 8. Relationship between critical temperature and expander efficiency

图 8. 临界温度与焓效率关系

5. 结论

本文运用 Aspen Plus 建立 ORC 系统模型, 综合模拟研究了工质种类、蒸发压力和工质临界温度对

ORC 系统性能的影响, 得出如下结论:

1) 随着蒸发压力的增大, 工质流量呈下降趋势。干工质的流量受蒸发压力的影响最为显著, 而湿工质受蒸发压力的影响相对较小, 等熵工质流量变化幅度介于两者之间

2) 随着蒸发压力的增大, 膨胀机输出功率呈增大趋势, 并且随着蒸发压力升高, 膨胀机输出功率的增大趋势逐渐减缓。在同一蒸发压力下干工质, 采用湿工质时膨胀机输出功率整体最高, 等熵工质次之, 干工质最小; 相较与其他两种工质, 干工质受蒸发压力的影响较小。

3) 在同一蒸发压力下, 系统热效率和焓效率与工质的临界温度均呈正相关关系。以系统热效率和焓效率为 ORC 系统筛选工质评价指标时, 应优先考虑临界温度大的工质。

基金项目

本文研究由上海理工大学科学发展项目“电厂低温烟气余热发电关键技术研究”资助; 项目编号 2020KJFZ209。

参考文献

- [1] Luo, C., Huang, L., Gong, Y., *et al.* (2012) Thermodynamic Comparison of Different Types of Geothermal Power Plant Systems and Case Studies in China. *Renewable Energy*, **48**, 155-160. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2012.04.037>
- [2] Chen, H., Goswami, D.Y. and Stefanakos, E.K. (2010) A Review of Thermodynamic Cycles and Working Fluids for the Conversion of Low-Grade Heat. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **14**, 3059-3067. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.07.006>
- [3] Heberle, F. and Brüggemann, D. (2010) Exergy Based Fluid Selection for a Geothermal Organic Rankine Cycle for Combined Heat and Power Generation. *Applied Thermal Engineering*, **30**, 1326-1332. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.02.012>
- [4] 韩中合, 叶依林. 基于太阳能的有机朗肯循环低温发电工质的选择[J]. 华东电力, 2011, 39(6): 952-956.
- [5] 李子航, 王占博, 苗政, 等. 亚临界有机朗肯循环系统工质筛选及热经济性分析[J]. 化工学报, 2021, 72(9): 4487-4495.
- [6] 李慧君, 蒋长辉, 范伟. 基于变温度热源的 ORC 发电系统的优化分析[J]. 电力科学与工程, 2021, 37(5): 64-72.
- [7] Aljundi, I.H. (2011) Effect of Dry Hydrocarbons and Critical Point Temperature on the Efficiencies of Organic Rankine Cycle. *Renewable Energy*, **36**, 1196-1202. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2010.09.022>
- [8] Ambarita, H. and Sihombing, H.V. (2020) Evaluation of Working Fluids for Organic Rankine Cycle Power Plant with Aspen Plus. *Journal of Physics: Conference Series*, **1566**, Article 012042. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1566/1/012042>
- [9] Hung, T.C. (2001) Waste Heat Recovery of Organic Rankine Cycle Using Dry Fluids. *Energy Conversion and Management*, **42**, 539-553. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(00\)00081-9](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(00)00081-9)
- [10] Liu, B.T., Chien, K.H. and Wang, C.C. (2004) Effect of Working Fluids on Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery. *Energy*, **29**, 1207-1217. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2004.01.004>
- [11] Saleh, B., Koglbauer, G., Wendland, M. and Fischer, J. (2007) Working Fluids for Low-Temperature Organic Rankine Cycles. *Energy*, **32**, 1210-1221. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2006.07.001>