

基于多目标优化的超临界 ORC 系统工质筛选研究

任 毅¹, 杨龙滨¹, 曹元伟¹, 吴 哲^{2,3}, 史建新¹, 王 彬¹

(1. 哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001; 2. 中国船舶集团有限公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150078; 3. 船舶热能动力全国重点实验室, 黑龙江 哈尔滨 150078)

摘 要: 为了研究以高温地热水为热源的超临界有机朗肯循环 (ORC) 系统工质筛选过程, 基于 Matlab 软件开发了一种变夹点温差系统多目标工质筛选策略, 依据热效率、总焓损、净输出功率、工质传热系数和环保性能 5 种指标对系统循环工质进行筛选。对热源入口温度为 290 与 260 °C 的超临界 ORC 系统分别采用 R141b、R365mfc、R245ca、R1233zd 为工质下的性能指标进行了计算。结果表明: R141b 与高温热源匹配度较高, 具有很高的热效率和净输出功率, 热源入口温度为 290 °C 时, 推荐使用 R141b 作为工质, 最佳综合性能对应热效率为 18.86%, 净输出功率为 66.01 kW, 工质传热系数为 2 220.21 W/(m²·K); R245ca 的传热性能较好, 若系统更侧重于筛选传热性能较好的工质则推荐采用 R245ca; R1233zd 的环保性能显著高于其他工质, 在热源入口温度为 260 °C 时具有最佳的综合性能, 虽然在部分情况下其传热能力和做功能力弱于 R245ca, 但优秀的环保性能仍使得 R1233zd 具有广泛的应用前景。

关 键 词: 热力学; 再生能源; 超临界流体; 多目标优化; 工质筛选

中图分类号: TK123 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2025.12.023

[引用本文格式] 任 毅, 杨龙滨, 曹元伟, 等. 基于多目标优化的超临界 ORC 系统工质筛选研究[J]. 热能动力工程, 2025, 40(12): 260-270. REN Yi, YANG Longbin, CAO Yuanwei, et al. Study on working fluid selection of supercritical organic Rankine cycle system based on multi-objective optimization[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2025, 40(12): 260-270.

Study on Working Fluid Selection of Supercritical Organic Rankine Cycle System based on Multi-objective Optimization

REN Yi¹, YANG Longbin¹, CAO Yuanwei¹, WU Zhe^{2,3}, SHI Jianxin¹, WANG Bin¹

(1. College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001;
2. No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code: 150078;
3. State Key Laboratory of Marine Thermal Power Technology, Harbin, China, Post Code: 150078)

Abstract: To investigate the working fluid selection process of supercritical organic Rankine cycle (ORC) systems utilizing different working fluids with high-temperature geothermal water as the heat source, a variable pinch point temperature difference-based multi-objective screening strategy for working fluids was developed using Matlab software. The screening process evaluated the working fluids based on 5 indicators, such as thermal efficiency, total exergy loss, net output power, working fluid heat transfer coefficient and environmental performance. The supercritical ORC system performance was then calculated using R141b, R365mfc, R245ca and R1233zd as working fluids at heat source inlet temperatures of 290 °C and 260 °C, respectively. The results show that R141b is highly compatible with high-temperature heat sources, delivering excellent thermal efficiency and net power output, when the heat source inlet temperature is 290 °C, R141b is recommended, achieving optimal overall performance with a thermal efficiency of 18.86%, a net power output of 66.01 kW, and a heat transfer coefficient of 2 220.21 W/(m²·K);

R245ca offers superior heat transfer performance, making it the preferred option when heat transfer capability is important. R1233zd significantly outperforms the other fluids in terms of environmental characteristics, and its overall performance remains optimal when the heat source inlet temperature is 260 °C. Although in some cases its heat transfer and work capacity are weaker than R245ca, the outstanding environmental profile makes R1233zd a highly promising candidate for practical applications.

Key words: thermodynamics, renewable energy, supercritical fluid, multi-objective optimization, working fluid selection

引 言

随着海上油气勘探逐渐向深远海探索,大量高品质的深层地热能被逐步开发。部分学者提出了海上油气平台与地热能联合开采先进方案以助力达成“一井多采”的多维能源高效开采目标^[1]。然而,海上油气开采平台面积有限,热工转换系统需要具有占地面积小、设备简洁、热功转换效率高等特点。超临界有机朗肯循环(S-ORC)凭借其更高的热力学完善度、简洁的循环设备以及较高的经济性成为解决上述问题的关键性热功转换技术^[2-3]。

变温吸热特性,一方面使超临界 ORC 的循环具有较高的热效率,但也导致超临界 ORC 的循环性能受工质物性影响更明显,因此工质筛选工作尤为重要。由于工质之间的物性差异较大,不同工质的适用工况范围不同,这意味着超临界 ORC 工质需要根据热源释热特性进行匹配性筛选^[4]。以不同指标作为筛选条件时会对应工质的不同能力,以热效率为指标,对应的推荐工质为 R123;以余热回收效率为指标,推荐工质为 R125;以单位功率换热器面积为指标,推荐采用 R134a 和 R152a^[5]。循环热效率对应工质焓值、比热、相变潜热等物性,而换热器面积则对应工质的导热系数、普朗特数等物性,物性差异决定了不同工质在各项性能指标上的侧重点。然而,当前研究工作对超临界 ORC 的工质筛选大多集中在单目标优化研究,尽管以单一指标作为超临界 ORC 系统工质的筛选条件能够直接筛选出特定工质,但面对如海上油气平台发电这类需要同时满足系统占地面积小、热工转换效率高、净输出功率高等需求的项目,这种方法显然无法筛选出与需求匹配度较高的工质。韩中合等人^[6-7]研究了综合考虑工质热效率、净输出功率、烟效率等指标后的 ORC 工质筛选情况,结果显示,在给定热源条件下,多目标

优化能够给出更全面的工质筛选结果,并可根据不同需求的侧重性,合理选择最优工质。

另一方面,ORC 工质筛选过程通常更注重其热力循环性能,环保性能通常为次要考虑指标。马新灵等人^[8]指出,环保性能更好的第四代制冷剂氢氟烯烃(HFOs)的热力循环性能通常弱于传统有机工质。王晋等人^[9]研究发现,第三代氢氟碳化合物(HFCs)制冷剂凭借优异的热力循环性能依旧是当前有机朗肯循环(ORC)领域的主流循环工质。然而,随着各国环保意识的逐渐提高和《基加利修正案》的提出,ORC 工质的环保性能逐渐受到重视。因此,有必要在超临界 ORC 循环工质选择上将制冷剂的环保性能和热力循环性能同时作为筛选指标。

超临界 ORC 的工质筛选需要配合系统性能计算。亚临界 ORC 系统在循环时,为了平衡系统循环热效率和换热面积,通常会根据经验给定一个最小换热温差,即夹点温差。然而,超临界 ORC 的变温吸热特性使得给定夹点温差并不能决定其平均换热温差,即对系统热效率并不具备设计意义。因此,根据经验预先给定夹点温差的设计方式不适用于超临界 ORC 系统。本团队 Ren 等人^[10]基于“定热源线法”开发了一种变夹点温差的超临界 ORC 优化策略,大幅提升了超临界 ORC 系统的优化范围,解决了夹点温差预设依赖经验的问题。将该优化策略分别应用于高、中、低温地热能超临界 ORC 系统后发现系统性能提升明显,证实了变夹点温差优化策略具有较强的适用性和优越性。

综上所述,本研究将以深层高温地热源超临界 ORC 系统为研究对象,对超临界 ORC 系统运行工质进行筛选研究,旨在开发一种考虑变夹点温差下的系统多目标工质筛选策略,依据不同的评价指标,如循环热效率、循环总烟损、最大净输出功率、工质传热性能、环保指标等对系统的循环工质进行多目

标筛选,给出综合考虑多个优化目标后不同热源条件下的最佳工质。本文的工作对提升超临界 ORC 系统性能、加快超临界 ORC 工业化应用进程、促进“一井多采”多维开采方案具有重要意义。

1 系统结构及热源条件

图 1 展示了超临界 ORC 系统的基本结构^[10]。由图 1 可知,节点 1-2 表示工质在透平中的实际的膨胀做功过程,节点 2-3 表示做功后的乏气在冷凝器中被冷凝到饱和蒸汽状态的过程,节点 3-4 表示饱和蒸汽在冷凝器中被冷却为过冷液态的过程,节点 4-5 表示工质在泵中被压缩升压过程,节点 5-1 表示工质的定压加热过程。图中, $t_{\text{geo},\text{in}}$ 和 $t_{\text{geo},\text{out}}$ 分别表示热源入口和出口温度; $q_{\text{m},\text{geo},\text{in}}$ 和 $q_{\text{m},\text{geo},\text{out}}$ 分别表示热源入口和出口质量流量; W_t 表示透平输出轴功; $t_{\text{cool},\text{in}}$ 与 $t_{\text{cool},\text{out}}$ 分别表示冷却水入口与出口温度; $m_{\text{cool},\text{in}}$ 和 $m_{\text{cool},\text{out}}$ 分别表示冷却水入口和出口质量流量。

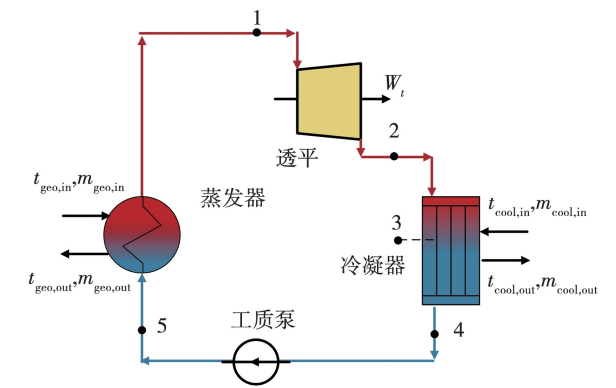


图 1 超临界 ORC 系统基本结构^[10]

Fig. 1 Basic structure of ORS system^[10]

热源为高温地热水,其质量流量和蒸发器入口温度为已知量,热源具体参数如表 1^[11] 所示。热源物性由 Refprop 软件计算得出。

表 1 热源条件^[11]

Tab. 1 Heat source conditions^[11]

参 数	数 值	
	工况 1	工况 2
入口温度/℃	290	260
质量流量/(kg·s ⁻¹)	0.4	0.4
平均比定压热容/(kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)	4.62	4.41

为了简化计算,忽略蒸发器和冷凝器中的工质压降,假设泵出口压力 p_5 、蒸发器出口压力 p_1 和工质临界压力 p_c 之间存在 $p_5 = p_1 < p_c$ 关系;透平出口压力 p_2 、冷凝压力 p_3 、冷凝器出口温度 p_4 、冷凝器内的工质饱和温度 p_{sat} 与工质临界压力 p_c 之间存在, $p_2 = p_3 = p_4 = p_{\text{sat}} < p_c$ 关系,且认为冷凝器内工质的冷凝温度 t_3 等于工质在冷凝器出口的温度 t_4 。冷却水的入口温度设定为常数 20℃。工质的冷凝温度 t_3 必须满足下列条件:

(1) 为了使冷凝器容易制造,其夹点温度不宜过小,冷凝器中的夹点温差 $\Delta t_{\text{pp,cool}} \geq 10\text{℃}$;

(2) 为使系统最低压力大于大气压力,冷凝压力 $p_3 \geq 0.11\text{MPa}$ 。

表 2 展示了以高温地热水为热源的超临界 ORC 适用工质的物性。其中 t_c 为工质临界温度, GWP 为全球变暖潜能, ODP 表示臭氧消耗潜能。理想的超临界 ORC 工质应属于干工质或等熵工质,安全性能高、不具备可燃性、并具有可接受的 GWP 指数和 ODP 指数^[12]。表中工质均为干工质,且 GWP 和 ODP 值均在可接受范围,安全性能较高。R1233zd 作为第四代制冷剂具有极佳的环保性能,相较于其他 HFOs,其安全性较好。此外,研究表明,表内工质作为 ORC 循环工质具有优越的做功能力^[13],因此本文将对这 4 种工质在超临界 ORC 系统中的性能表现展开研究。

表 2 工质物性

Tab. 2 Physical property of working fluids

工质	$t_3/\text{℃}$	$t_c/\text{℃}$	p_c/MPa	GWP	ODP
R141b	34.3	208.1	4.34	725	0.11
R365mfc	42.4	187.2	3.30	890	0
R245ca	35.8	174.4	3.94	858	0
R1233zd	36.0	165.6	3.57	4.5	0

2 系统性能计算及优化策略模型

2.1 系统热力学性能计算

为了进一步简化计算,假定超临界 ORC 系统已经处于稳定运行状态,并忽略由重力对工质的影响。由于给定了热源的释热量,因此热源出口温度可由下式计算:

$$t_{\text{geo,out}} = t_{\text{geo,in}} - Q_a / (q_{m,\text{geo}} \bar{c}_{p,\text{geo}}) \quad (1)$$

式中: \bar{c}_p —平均比定压热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, 根据平均温度计算得出; q_m —质量流量, kg/s ; Q_a —热源释热量, kW ; 下标 geo—热源, 本文指高温地热水。

由于 t_1 和 p_1 给定, 工质的质量流量 $q_{m,\text{wf}}$ 可由下式计算:

$$q_{m,\text{wf}} = Q_a / (h_1 - h_5) \quad (2)$$

式中: h —工质在透平入口处的焓值, kJ/kg ; 下标 1, 5—蒸发器出口/透平入口位置及蒸发器入口位置。

h_5 可由式(3)计算:

$$h_5 = \frac{h_4 + (h_{5s} - h_4)}{\eta_{s,p}} \quad (3)$$

式中: h_{5s} —理想状态下等熵压缩后工质在泵出口的焓值, kJ/kg ; $\eta_{s,p}$ —泵的等熵效率; 下标 4—冷凝器出口位置。

$\eta_{s,p}$ 由式(4)定义:

$$\eta_{s,p} = (h_{5s} - h_4) / (h_5 - h_4) \quad (4)$$

工质泵耗功 W_p 和透平轴功 W_t 可由下式计算:

$$W_p = q_{m,\text{wf}} (h_5 - h_4) \quad (5)$$

$$W_t = q_{m,\text{wf}} (h_1 - h_2) \quad (6)$$

式中: 下标 2—透平出口位置。

h_2 可由下式计算:

$$h_2 = h_1 - \eta_{s,t} (h_1 - h_{2s}) \quad (7)$$

式中: h_{2s} —理想状态下在透平中经历等熵膨胀后的透平出口焓值, kJ/kg ; $\eta_{s,t}$ —透平的等熵效率。

冷凝器的总换热量 Q_{con} , 可由下式计算:

$$Q_{\text{con}} = q_{m,\text{wf}} (h_2 - h_4) \quad (8)$$

在计算了上述参数后, 系统的净输出功率 W_{net} 和循环热效率 η_{ORC} 可由下式计算:

$$W_{\text{net}} = W_t - W_p \quad (9)$$

$$\eta_{\text{ORC}} = W_{\text{net}} / Q_a \quad (10)$$

2.2 系统烟损计算

系统烟分析可以反映超临界 ORC 系统的热力学完善度, 因此对系统进行烟损计算十分重要。环境温度 t_0 取 20°C , 则高温地热水提供的总烟 Ex_{geo} 可由下式计算:

$$Ex_{\text{geo}} = q_{m,\text{geo}} ((h_{\text{geo,in}} - h_{\text{geo},0}) - t_0 (s_{\text{geo,in}} - s_{\text{geo},0})) \quad (11)$$

式中: t —温度; s —熵值, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; 下标 in—入口; 下标 0—环境参数。

蒸发器中的烟损 I_{evp} , 可由下式计算:

$$I_{\text{evp}} = q_{m,\text{wf}} t_0 (s_1 - s_5) - q_{m,\text{geo,in}} t_0 (s_{\text{geo,in}} - s_{\text{geo,out}}) \quad (12)$$

式中: 下标 out—出口。

在地热水流出蒸发器后, 因热量未利用导致的烟损 I_{loss} , 可由下式计算:

$$I_{\text{loss}} = q_{m,\text{geo,in}} ((h_{\text{geo,out}} - h_{\text{geo},0}) - t_0 (s_{\text{geo,out}} - s_{\text{geo},0})) \quad (13)$$

工质在蒸发器中吸热过程的总烟损 $I_{\text{evp,total}}$ 可由下式计算:

$$I_{\text{evp,total}} = I_{\text{evp}} + I_{\text{loss}} \quad (14)$$

工质在透平中膨胀过程的烟损 I_t 可由下式计算:

$$I_t = q_{m,\text{wf}} t_0 (s_2 - s_1) \quad (15)$$

式中: s_2 —工质在透平出口处的熵值, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

工质在冷凝器内冷凝过程的烟损 I_{con} 可由下式计算:

$$I_{\text{con}} = q_{m,\text{wf}} ((h_2 - h_4) - t_0 (s_2 - s_4)) \quad (16)$$

式中: s_4 —工质在冷凝器出口处的熵值, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

工质在泵中压缩过程烟损 I_p 可由下式计算:

$$I_p = q_{m,\text{wf}} t_0 (s_5 - s_4) \quad (17)$$

循环总烟损为 I_{total} 可由下式计算:

$$I_{\text{total}} = I_{\text{evp,total}} + I_t + I_{\text{con}} + I_p \quad (18)$$

2.3 工质传热性能计算

本文拟采用应用广泛的管壳式换热器, 换热管的结构参数根据文献[14]给出, 管内径 $d_i = 0.02 \text{ m}$ 。超临界工质的管内流动传热系数 $\alpha_{\text{wf, evp}}$ 可按照文献[15]中关联式计算:

$$\alpha_{\text{wf, evp}} = \frac{\lambda_{\text{wf}}}{d_i} 0.0244 Re_{\text{wf}}^{0.762} \overline{Pr}_{\text{wf}}^{0.552} \left(\frac{\rho_w}{\rho_{\text{wf}}} \right) \quad (19)$$

式中: Re_{wf} —工质雷诺数; ρ_w —以管壁温度作为定性温度下的工质密度, kg/m^3 ; λ_{wf} —工质的导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; \overline{Pr} —积分平均普朗特数。

\overline{Pr} 可由下式计算:

$$\overline{Pr} = \frac{\mu_{\text{wf}} \bar{c}_p}{\lambda_{\text{wf}}} \quad (20)$$

式中: 工质的积分平均比定压热容 \bar{c}_p , $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

\bar{c}_p 可由下式计算:

$$\bar{c}_p = \frac{1}{t_w - t_{\text{wf}}} \int_{t_{\text{wf}}}^{t_w} c_p dt = \frac{h_w - h_{\text{wf}}}{t_w - t_{\text{wf}}} \quad (21)$$

式中: h_w —以管壁温度作为定性温度下的工质焓值, kJ/kg ; h_{wf} —工质焓值, kJ/kg 。

Re_{wf} 可由下式计算:

$$Re_{wf} = \frac{Gd_i}{\mu_{wf}} \tag{22}$$

式中: μ_{wf} —工质的粘度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$; G —工质的截面平均质量流量, $\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ 。

2.4 工质环保性能指标

生命周期气候性能(LCCP)是一种将系统的环保性能折合为二氧化碳排放量的计算方式^[16], 计算结果越低代表系统对环境的影响越小, 环保性能就越好。本文侧重于筛选排放对环境直接影响弱的工质, 弱化超临界 ORC 系统耗电量等方面对环境的间接影响性, 因此本文在应用 LCCP 法计算环保性能时做出如下假设:

(1) 由于本文侧重于评价工质本身的环保性能, 因此忽略超临界 ORC 系统生产或消耗电能时的等效 LCCP 值;

(2) 相比于超临界 ORC 系统的运行时间, 工质运输过程时长占比极小, 因此忽略运输时的工质泄露量及其等效 LCCP 值。

在上述假设的基础上, 工质的 LCCP 值 L_{lccp} 可由下式计算:

$$L_{lccp} = M_{wf}(t_{life}\varepsilon_{leak} + \varepsilon_{re}) GWP_{wf} \tag{23}$$

式中: M_{wf} —工质充注量, kg , 取 $m_{wf} \times 300 \text{ s}$; t_{life} —系统使用年限, 取超临界 ORC 使用年限为 10 年; ε_{leak} —制冷剂泄漏率, $1.5\%/年$; ε_{re} —产品报废时系统内无法回收的工质残留率, 取 15% ; GWP_{wf} —工质的全球变暖潜能。

2.5 综合评价方法

熵权法在衡量各指标数值变化对整体的影响后计算各指标熵值, 从而确定权重, 能够有效捕捉各因素之间隐含的相互作用, 并评估数值离散程度, 从而反映各因素的重要性。该方法目前被广泛应用于地热能 ORC 评价体系中^[17]。本研究仅对熵权法过程进行了简要说明, 更多熵权法的详细介绍请参见文献^[17-19]。熵权法主要分为 4 个步骤:

步骤 1, 构建决策矩阵。决策矩阵的形式如下:

$$X = \begin{bmatrix} x_{11} & x_{12} & \cdots & x_{1n} \\ x_{21} & x_{22} & \cdots & x_{2n} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ x_{m1} & x_{m2} & \cdots & x_{mn} \end{bmatrix} \tag{24}$$

式中: X —决策矩阵; n —指标数; m —评估的节点数。

步骤 2, 矩阵标准化。评估指标的单位并不统一, 因此需要对矩阵进行标准化, 矩阵的标准化过程可表示为:

$$Y = \begin{bmatrix} y_{11} & y_{12} & \cdots & y_{1n} \\ y_{21} & y_{22} & \cdots & y_{2n} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ y_{m1} & y_{m2} & \cdots & y_{mn} \end{bmatrix} \tag{25}$$

式中: Y —标准化后的矩阵, 样本指标分为正向指标和负向指标。

正向指标 $+y_{jl}$ 意味着该样本的数值越大越好, 负向指标 $-y_{jl}$ 意味着该数值越小越好。两种指标数值的标准化过程为:

$$\begin{cases} +y_{jl} = \frac{x_{jl} - (x_{jl})_{\min}^l}{(x_{jl})_{\max}^l - (x_{jl})_{\min}^l} \\ -y_{jl} = \frac{(x_{jl})_{\max}^l - x_{jl}}{(x_{jl})_{\max}^l - (x_{jl})_{\min}^l} \end{cases} \tag{26}$$

式中: x_{jl}, y_{jl} —指标数为 l 、节点为 j 的样本对应数值及标准化后样本对应数值; 下标 $j = 0, 1, 2, \cdots, m$; 下标 $l = 0, 1, 2, \cdots, n$; $(x_{jl})_{\min}^l, (x_{jl})_{\max}^l$ —指标数为 l 的全部样本中的最小值和最大值。

步骤 3, 计算各指标熵值 e_l :

$$e_l = \frac{-1}{\ln m} \sum_{j=1}^m z_{jl} \ln z_{jl} \tag{27}$$

z_{jl} 可由下式计算:

$$z_{jl} = y_{jl} / \sum_{j=1}^m y_{jl} \tag{28}$$

式中: z_{jl} —每个 y_{jl} 在该指标总和中所占的比重。

步骤 4, 计算各指标权重 w_l :

$$w_l = \frac{1 - e_l}{\sum_{l=1}^n (1 - e_l)} \tag{29}$$

在计算各指标权重后, 可以根据下式得出考虑各指标后的综合得分 CPS 为:

$$\text{CPS} = \begin{bmatrix} \text{CPS}_1 \\ \text{CPS}_2 \\ \vdots \\ \text{CPS}_j \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} y_{11} & y_{12} & \cdots & y_{1l} \\ y_{21} & y_{22} & \cdots & y_{2l} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ y_{jl} & y_{j2} & \cdots & y_{jl} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} w_1 \\ w_2 \\ \vdots \\ w_l \end{bmatrix} \quad (30)$$

式中:CPS_j—第j个节点样本的综合得分。

2.6 工质筛选计算策略

本文提出了一种用于超临界 ORC 系统变夹点温差的多目标工质筛选策略,蒸发器中的夹点温差被设定为 3~25 ℃ 的温度范围^[20]。图 2 展示了本文工质筛选的计算流程,解的定义以及要求均遵循文献[2]的研究。图中:Δ_{pp}(*p*₁)为 *p*₁ 工况下蒸发器内的最小换热温差;ε_{*p*} 为压力工况的计算步长,设置为 0.1 MPa;ε_{*t*} 为温度工况的计算步长,设置为 1 ℃。表 3 展示了超临界 ORC 系统的设定参数。为防止工质工作在临界压力附近导致物性剧烈变化,超临界 ORC 系统的最低透平入口压力设为 1.1 *p*_{*c*},最大值限定为 8 MPa^[21]。最小透平入口温度由工质的拐点熵值 *s*_{if} 限制;最大透平入口温度 *t*_{1,max} 由下式计算:

$$t_{1,max} = t_{geo,in} - \Delta t_{pp,min} \quad (31)$$

式中:*t*_{pp,min}—蒸发器内最小温差,取 3 ℃。

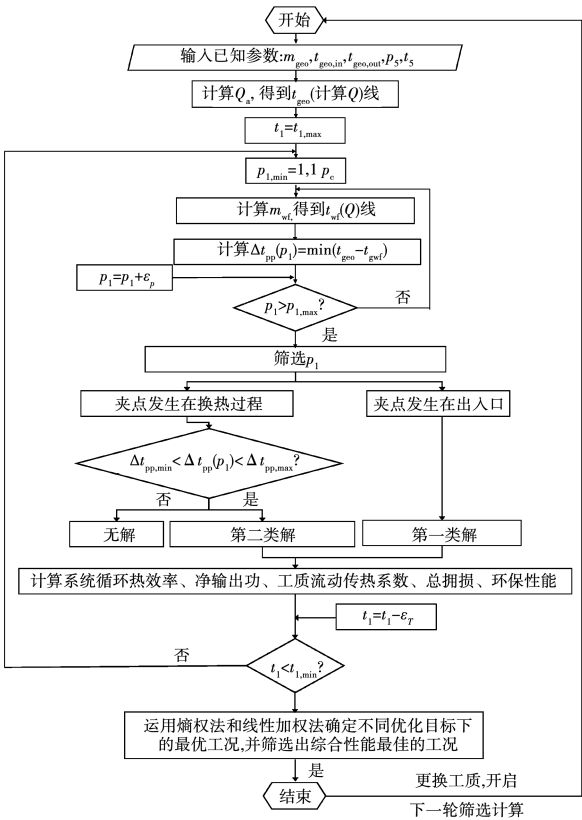


图 2 工质筛选计算流程

Fig. 2 Working fluid selection and calculation process

表 3 超临界 ORC 系统参数具体设定
Tab. 3 Parameter settings of S-ORC system

参 数	数 值
蒸发器内最小温差 Δ <i>t</i> _{pp,min} /℃	3
蒸发器内最大温差 Δ <i>t</i> _{pp,max} /℃	25
冷却水入口温度 <i>t</i> _{cool,in} /℃	20
冷却水出口温度 <i>t</i> _{cool,out} /℃	25
冷凝器内夹点温差 Δ <i>t</i> _{pp,cool} /℃	≥ 10
工质泵等熵效率 η _{s,p}	0.85
透平等熵效率 η _{s,t}	0.7

3 模型验证与敏感性分析

3.1 模型验证

在本团队的前序研究中,本文计算模型的准确性和计算精度已经被充分验证。为方便起见,在此仅展示模型验证部分的结果,关于模型验证部分的详细讨论请参见文献[10]。本文的变夹点温差方案与固定夹点温差方案对比如图 3 所示。图中 *t*₁ 表示蒸发器出口工质温度,*p*₁ 表示蒸发器压力,这两个参数决定了蒸发器运行时的可选择工况。

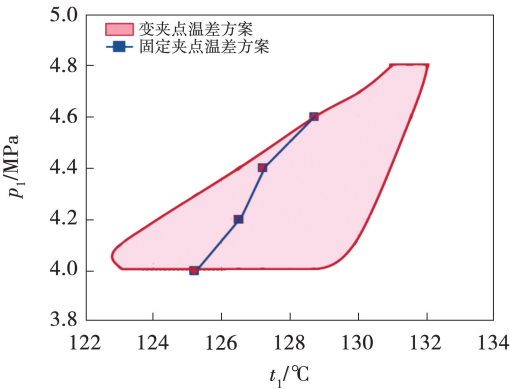


图 3 变夹点温差方案与固定夹点温差方案对比^[10]

Fig. 3 Comparison between variable and fixed pinch point temperature difference schemes^[10]

由图 3 可知,采用变夹点温差方案超临界 ORC 系统可选择的 *t*₁ 和 *p*₁ 范围明显增大,且该方法不需依赖工程经验预先给定夹点温差数值,并可增强系统设计计算时的普适性和合理性。

本文的计算结果与文献[2]的研究进行了对比,计算结果如表 4 所示。本文的计算策略采用了

变夹点温差约束方式,因此有解范围比文献[2]的研究更大,而与文献[2]研究工况重合的部分,本文计算得出的净输出功率的相对误差为 1.4%,证明本文的计算模型的计算精度较高。净输出功率的相对误差 E 由下式计算:

$$E = \frac{|W_{\text{net,true}} - W_{\text{net,pred}}|}{W_{\text{net,true}}} \times 100\%$$

(32)

式中: $W_{\text{net,true}}$ —文献[2]中的净输出功率, kW;
 $W_{\text{net,pred}}$ —本文计算得出的净输出功率, kW。

表 4 本文与文献[2]研究结果对比

Tab.4 Comparison between this paper and the study

in literature[2]

参 数	本文	文献[2]
$t_1/^\circ\text{C}$	108 ~ 147	125 ~ 140
p_1/MPa	3 ~ 10	3 ~ 10
W_{net}/kW	72.50 ~ 109.21	73.45 ~ 106.18
$\alpha_{\text{wf,exp}}/(W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$	1 047.36 ~ 1 875.41	1 287.24 ~ 1 677.71

3.2 敏感性分析

敏感性分析对超临界 ORC 系统的性能优化十分重要。本文的前序研究对该方法进行了详细的敏感性分析讨论,关于敏感性分析的详细介绍参见文献[10],在本节仅给出敏感性分析的结论。对热源入口温度不同的超临界 ORC 系统,输入参数 $\eta_{s,t}$ 、 p_3 、 p_1 和 t_1 的变化对系统性能均有影响, $\eta_{s,t}$ 与 p_3 对系统性能的影响是可预测的,但 p_1 和 t_1 对系统性能的影响具有强烈的非线性、非单调性和不可预测性,需要对这两个参数进行优化筛选才能达到系统的最佳性能。因此,本文的优化策略选择 p_1 和 t_1 作为优化自变量。

4 结果和讨论

图 4 展示了工质在热源初始温度为 290 ℃ 的超临界 ORC 系统中的综合性能。由图 4 可知,对于初始温度为 290 ℃ 的热源 R141b 的综合性能最佳,且在 t_1 和 p_1 较高时综合性能较好, R365mfc 的综合性能较差,各方面性能表现均不突出, R245ca 在 t_1 较低和 p_1 较高的工况下具有较好的综合性能,而 R1233zd 的综合性能在 p_1 较高工况下综合性能较好。

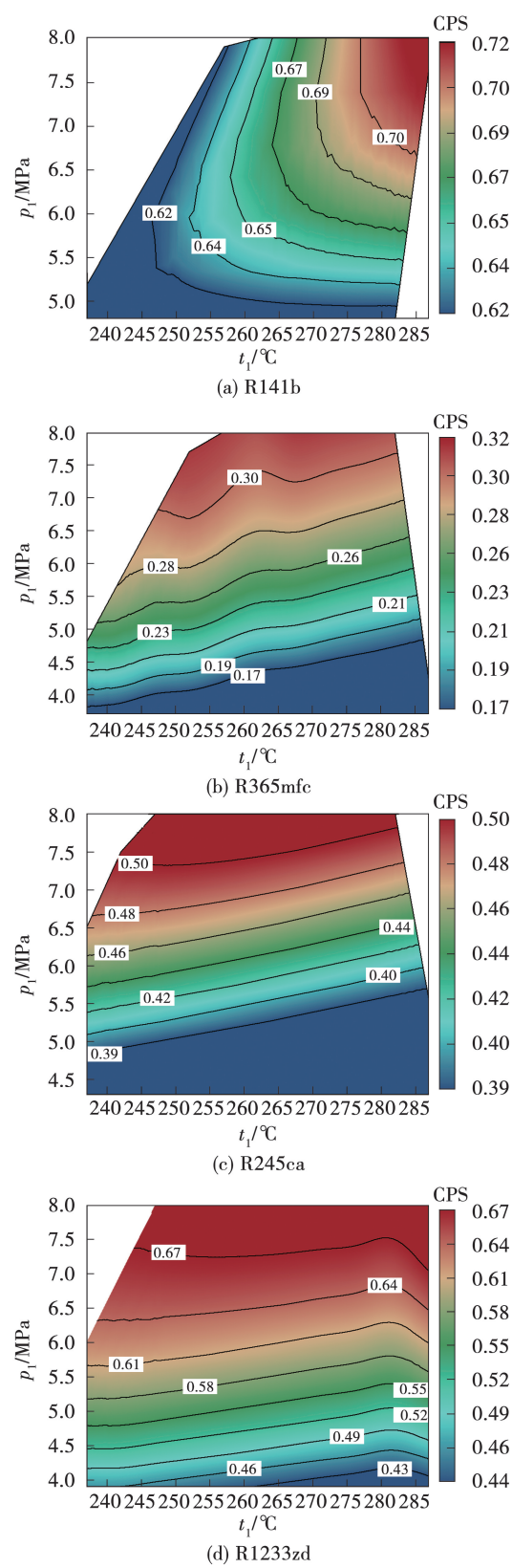


图 4 不同热源入口温度的敏感性分析结果

Fig.4 Analysis results of temperature sensitivity at the inlet of different heat sources

这是因为不同的评价指标受透平入口温度 t_1 和透平入口压力 p_1 的影响程度不同。对于临界温度较高的工质 R141b, t_1 和 p_1 变化会导致热源流体和有机工质之间的换热温差显著变化,进而影响超临界 ORC 的热效率 η_{ORC} 和净输出功率 W_{net} 。而对于临界温度较低的工质 R245ca 和 R1233zd, t_1 和 p_1 的变化对超临界 ORC 热效率 η_{ORC} 和净输出功率 W_{net} 的影响较小, t_1 和 p_1 对工质传热性能影响逐渐体现出来。 t_1 下降和 p_1 升高均会增强工质的传热性能,因此对于低临界温度的工质,其综合性能在 t_1 较低和 p_1 较高时更好。

图 5 展示了在热源入口温度为 260 ℃ 时 4 种工质的综合性能。

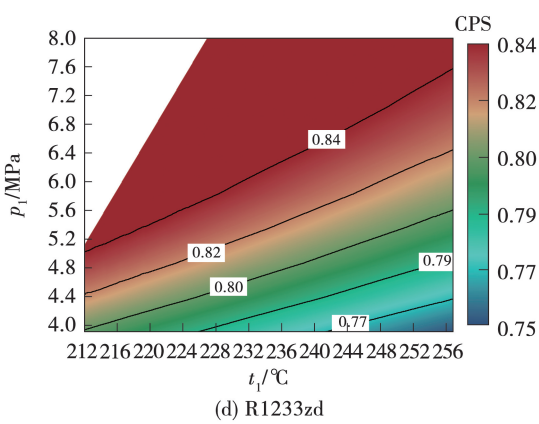
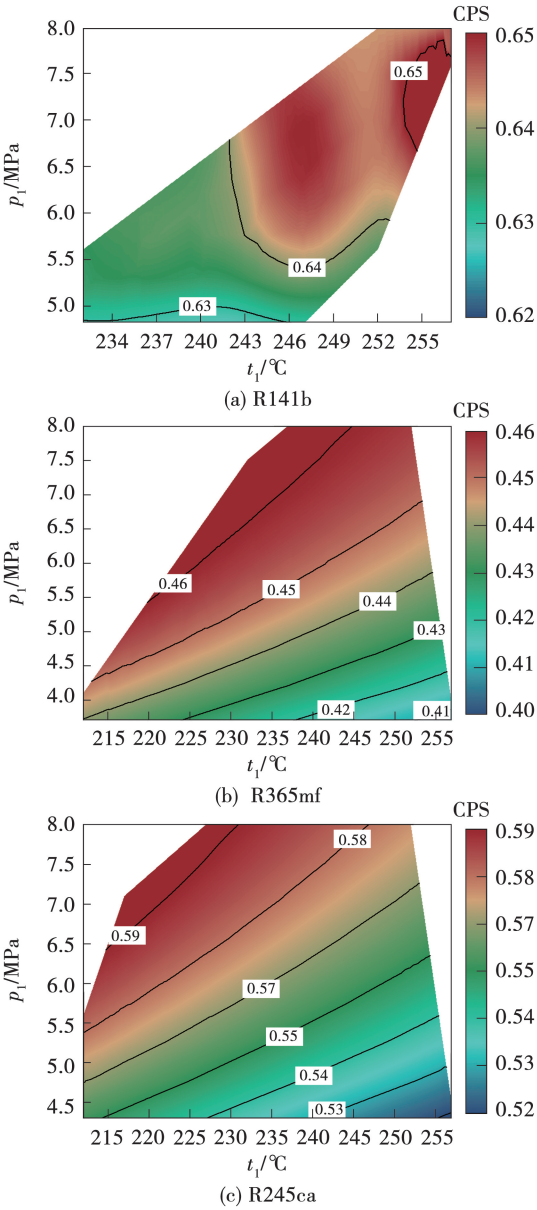
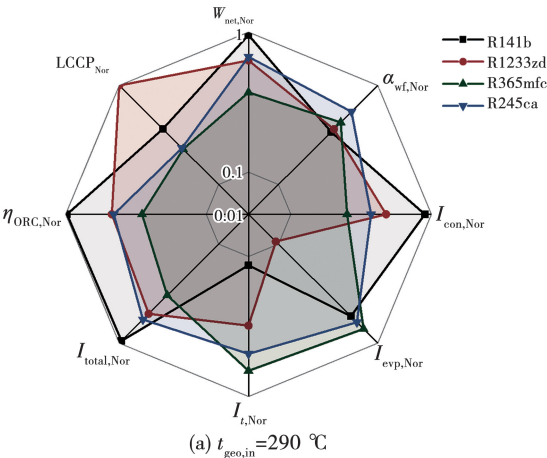


图 5 热源入口温度为 260 ℃ 条件下不同工质考虑各种指标的综合得分

Fig. 5 Comprehensive performance scores of working fluids consider various indicators at a heat source inlet temperature of 260 ℃

由图 5 可知,R141b 的 CPS 仍是在 t_1 和 p_1 较高时较好,低临界温度的工质在 t_1 较低和 p_1 较高时更好。然而,CPS 值最高的工质由 R141b 变为 R1233zd。这是因为,当热源流体的入口温度由 290 ℃ 下降至 260 ℃ 时,热源流体的出口温度必须升高以维持热源流体与有机工质之间的换热温差。这会导致输入超临界 ORC 系统的总热量减少,净输出功率下降。而高临界温度的工质需要较高温度才能维持超临界的状态,这需要热源流体的出口温度显著升高才能实现,而临界温度较低的工质仅需热源流体的出口温度略微降低就可以继续维持超临界状态。因此,尽管 R141b 仍然具有较高的循环热效率,但输入超临界 ORC 系统的总热量减少导致其净输出功率表现并不理想。而 R1233zd 较低的临界温度使得输入超临界 ORC 系统的总热量并未明显下降,同时具有极佳的环保性能,因此 R1233zd 在热源流体入口温度为 260 ℃ 的综合性能最佳。

图 6 展示了不同热源入口温度工况下 4 种工质的具体性能对比。



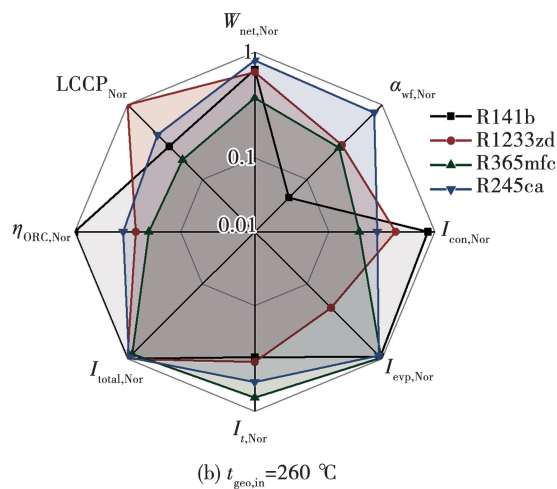


图 6 不同热源入口温度工况下 4 种工质的性能对比
Fig. 6 Performance comparison of four working fluids under different heat source inlet temperatures

图中 W, η, α, I 和 LCCP 分别为功率、效率、传热系数、烟损失和生命周期气候性能,下标 net, wf, con, evp, t, total, ORC 和 Nor 分别为净输出量、工质、冷凝器、蒸发器、透平、总共、有机朗肯循环和标准化后的指标。其中, $W_{\text{net,Nor}}, \eta_{\text{ORC,Nor}}$ 和 $\alpha_{\text{wf,Nor}}$ 是正向指标,其余指标为负向指标。对于所有标准化后的指标,其值越接近 1 表示该指标下的性能越好。图 6(a) 中透平入口参数为 $t_1 = 282\text{ }^{\circ}\text{C}, p_1 = 8\text{ MPa}$ 。可以看出, R141b 的循环热效率、净输出功率和总火用损失指标明显优于其他工质,但传热性能较差。R245ca 的传热性能最

佳,但循环热效率和总烟损表现比 R141b 差,净输出功率略低于 R141b。R1233zd 环保性能显著高于其余工质,但循环热效率和净输出功率以及烟损性能略低于 R245fa。图 6(b) 中透平入口参数为 $t_1 = 252\text{ }^{\circ}\text{C}, p_1 = 5.6\text{ MPa}$ 。可以看出, R141b 的循环热效率仍然最佳,但净输出功率低于 R245ca。尽管 R1233zd 循环效率、净输出功率、换热性能和总烟损失表现均不是最佳,但极好的环保性能依旧使其具有综合性能最佳。R245fa 依旧具有最佳的传热性能和较好的热力性能,但相比于 R1233zd,其较差的环保性能使得其综合性能得分低于 R1233zd。

针对两种工况,分别以 $W_{\text{net}}, \eta_{\text{ORC}}, \alpha_{\text{wf}}$ 、总烟损失 I_{total} 、LCCP 以及 CPS 作为评价指标进行工质筛选,以评价指标最高为目标进行分析,结果如表 5 所示。由表 5 可知,在工况 1 条件下,分别以 $W_{\text{net}}, \eta_{\text{ORC}}, I_{\text{total}}, \text{CPS}$ 为最优系统最优评价指标,工质筛选结果均为 R141b;以 α_{wf} 为系统最优评价指标,工质筛选结果为 R245ca;以 LCCP 为系统最优评价指标,工质筛选结果为 R1233zd。在工况 2 条件下,以 CPS 为系统最优评价指标,工质筛选结果为 R1233zd;分别以 η_{ORC} 和 I_{total} 为系统最优评价指标,工质筛选结果均为 R141b;以 W_{net} 为系统最优评价指标,工质筛选结果为 R245ca;以 α_{wf} 为系统最优评价指标,工质筛选结果为 R245ca;以 LCCP 为系统最优评价指标,工质筛选结果为 R1233zd。

表 5 不同热源工况下对应的最佳性能及对应工质 Tab.5 Optimal performance and corresponding working fluids under different heat source conditions									
工况	工质	$t_1/^{\circ}\text{C}$	p_1/MPa	$\eta_{\text{ORC}}/\%$	W_{net}/kW	$\alpha_{\text{wf}}/(\text{W}(\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1})$	$I_{\text{total}}/\text{kW}$	LCCP	目的
1	R141b	287	8.0	18.86	66.01	2 220.21	89.57	59 600	CPS、 $\eta_{\text{ORC}}, W_{\text{net}}$ 最高, I_{total} 最低
	R245ca	242	7.5	15.71	62.60	2 804.93	98.24	87 370	α_{wf} 最高
	R1233zd	287	3.9	14.72	55.94	2 165.34	101.96	400	LCCP 最低
2	R1233zd	257	8.0	15.29	47.51	2 106.66	71.71	385.92	CPS 最高
	R141b	252	5.6	18.05	46.02	1 780.47	67.32	54 055.10	η_{ORC} 最高, I_{total} 最低
	R245ca	252	8.0	15.81	49.50	2 251.01	69.23	48 373.80	W_{net} 最高
	R245ca	217	5.5	15.00	46.93	2 606.69	71.80	58 177.50	α_{wf} 最高
	R1233zd	257	3.9	14.81	45.93	1 919.08	72.38	345.32	LCCP 最低

5 结 论

本文以深层高温地热源超临界 ORC 系统为研究对象,开发了一种考虑了变夹点温差工况下的系统多目标工质筛选策略,依据不同的评价指标:循环热效率、循环总焓损、最大净输出功率、传热性能、环保性能对循环工质进行多目标筛选,并给出综合考虑多个优化目标后不同热源条件下的最佳工质。本文得到的主要结论如下:

- (1) R141b 与高温热源匹配度较高,具有很高的热效率和净输出功率。当热源入口温度高于 290 ℃ 时,推荐使用 R141b 作为超临界 ORC 的工作流体。
- (2) R245ca 的传热性能较好,若系统更侧重于筛选传热性能较好的工质则推荐采用该工质。热源入口温度在 260 ℃ 左右时 R245ca 的表现较好,在透平入口温度为 217 ℃、透平入口压力为 7.1 MPa 工况下具有最高的净输出功率 46.93 kW 以及最佳的传热系数 2 606.69 W/(m²·K)。
- (3) R1233zd 的环保性能显著高于其他工质,且当热源温度为 260℃ 时,R1233zd 的其余性能同样较好。尽管 R1233zd 的传热能力和做功能力弱于 R245ca,但优秀的环保性能仍使 R1233zd 具有很强的应用前景。

参考文献:

[1] SANTOS L, DAHI TALEGHANI A, ELSWORTH D. Repurposing abandoned wells for geothermal energy: Current status and future prospects[J]. *Renewable Energy*, 2022, 194: 1288 – 1302.

[2] XU J, LIU C. Effect of the critical temperature of organic fluids on supercritical pressure organic Rankine cycles[J]. *Energy*, 2013, 63: 109 – 122.

[3] ANGELINO G, INVERNIZZI C. Supercritical heat pump cycles[J]. *International Journal of Refrigeration*, 1994, 17(8): 543 – 554.

[4] 鲍军江. 非共沸工质有机朗肯循环特性及蒸发过程传热传质研究[D]. 天津: 天津大学, 2015.

BAO Junjiang. Research on characteristic of organic Rankine cycle (ORC) and heat and mass transfer in the evaporation process using zeotropic mixtures[D]. Tianjin: Tianjing Univercity, 2015.

[5] ZHANG S, WANG H, GAO T. Performance comparison and parametric optimization of subcritical organic Rankine cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation[J]. *Applied Energy*, 2011, 88(8): 2740 – 2754.

[6] 韩中合, 梅中恺, 李 鹏. 变透平效率有机朗肯循环工质筛选及多目标优化[J]. *化工学报*, 2018, 69(6): 2603 – 2611.

HAN Zhonghe, MEI Zhongkai, LI Peng. Working fluid selection and multi-objective optimization of organic Rankine cycle with variable turbine efficiency [J]. *CIESC Journal*, 2018, 69 (6): 2603 – 2611.

[7] 韩中合, 梅中恺, 李 鹏. 中温有机朗肯循环多目标优化及工质筛选[J]. *太阳能学报*, 2019, 40(10): 2739 – 2747.

HAN Zhonghe, MEI Zhongkai, LI Peng. Multi-objective optimization and working fluid selection for medium temperature organic Rankine cycle[J]. *Acta Energiæ Solaris Sinica*, 2019, 40(10): 2739 – 2747.

[8] 马新灵, 潘浩, 邱宇恒, 等. 不同工况下非共沸混合工质有机朗肯循环系统性能研究[J]. *热能动力工程*, 2023, 38(2): 10 – 17.

MA Xinling, PAN Jiahao, QIU Yuheng, et al. Performance study on zeotropic mixture organic Rankine cycle system under different working conditions[J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2023, 38(2): 10 – 17.

[9] 王 晋, 罗向龙, 卢 沛, 等. 分液冷凝有机朗肯循环系统 R245fa/HFOs 工质选择研究[J]. *热能动力工程*, 2024, 39(2): 67 – 73.

WANG Jin, LUO Xianglong, LU Pei, et al. R245fa/HFOs working fluid selection of liquid separation condenser-based organic Rankine cycle system[J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2024, 39(2): 67 – 73.

[10] REN Y, YANG L, CAO Y, et al. Study on the performance and multi-objective optimization of supercritical organic Rankine cycle system for geothermal power generation [J]. *Energy Conversion and Management*, 2025, 338: 119 – 141.

[11] REN Y, YANG L, CAO Y, et al. Numerical study on the fluid flow and condensation heat transfer characteristics of two-phase NaCl – H₂O fluids on the external swept spiral coil in a hydrothermal vent[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2025, 236: 126309.

[12] RADULOVIC J, CASTANEDA N I B. On the potential of zeotropic mixtures in supercritical ORC powered by geothermal energy source [J]. *Energy Conversion and Management*, 2014, 88: 365 – 371.

[13] SCHUSTER A, KARELLAS S, AUMANN R. Efficiency optimization potential in supercritical organic Rankine cycles[J]. *Energy*, 2010, 35(2): 1033 – 1039.

[14] LI J, LIU Q, GE Z, et al. Thermodynamic performance analyses and optimization of subcritical and transcritical organic Rankine cycles using R1234ze(E) for 100-200 ℃ heat sources[J]. *Energy Conversion and Management*, 2017, 149: 140 – 154.

[15] KANG K H, CHANG S H. Experimental study on the heat transfer characteristics during the pressure transients under supercritical pressures[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009, 52(21): 4946 – 4955.

[16] 贾少波. 全周期气候性能 (LCCP) 法及其在微通道管冷凝机组系统上的应用[C] // 第七届全国食品冷藏链大会, 中国山

东青岛,2010.

JIA Shaobo. LCCP analysis on micro-channel tube condensing system[C]//Proceedings of the 7th National Conference on Food Cold Chain, Qingdao, Shandong, China,2010.

[17] LI Z,LUO Z,WANG Y,et al. Suitability evaluation system for the shallow geothermal energy implementation in region by entropy weight method and TOPSIS method [J]. Renewable Energy, 2022,184:564 – 576.

[18] SAHOO M M,PATRA K C,SWAIN J B,et al. Evaluation of water quality with application of Bayes’rule and entropy weight method [J]. European Journal of Environmental and Civil Engineering, 2017,21(6):730 – 752.

[19] XU H,MA C,LIAN J,et al. Urban flooding risk assessment based on an integrated k-means cluster algorithm and improved entropy weight method in the region of Haikou, China[J]. Journal of Hydrology,2018,563:975 – 986.

[20] JIN Y,GAO N,WANG T. Influence of heat exchanger pinch point on the control strategy of organic rankine cycle (ORC)[J]. Energy,2020,207:118 – 126.

[21] SHU G,LIU L,TIAN H,et al. Performance comparison and working fluid analysis of subcritical and transcritical dual-loop organic Rankine cycle (DORC) used in engine waste heat recovery[J]. Energy Conversion and Management,2013,74:35 – 43.

(刘 颖 编辑)

(上接第 234 页)

[11] 秦 旋. 燃气轮机红外辐射测温系统误差分析及修正[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学,2013.

QIN Xuan. Measurement errors analysis and correction in gas turbine engine pyrometer system [D]. Harbin: Harbin Engineering University,2013.

[12] BEYNON T G R. Infra-red radiation thermometry applied to the development and control of gas turbines[J]. High Temperature Technology,1982,1(2):85 – 91.

[13] GAO S,WANG L,FENG C,et al. Analyzing the influence of combustion gas on a gas turbine by radiation thermometry[J]. Infrared Physics & Technology,2015,73:184 – 193.

[14] GAO S,ZHANG X,CHEN L,et al. Radiation temperature measurement methods for engine turbine blades and environment influence[J]. Infrared Physics & Technology,2022,123:104204.

[15] SMITH G P,GOLDEN D M,FRENKLACH M,et al. GRI-Mech 3.0[EB/OL]. (2021 – 03 – 01) [2021 – 03 – 01]. [http://](http://combustion.berkeley.edu/gri-mech)

combustion.berkeley.edu/gri-mech.

[16] BILGER R W. Future progress in turbulent combustion research [J]. Progress in Energy and Combustion Science, 2000, 26(4/6):367 – 380.

[17] 谈和平,夏新林,刘林华,等. 红外辐射特性与传输的数值计算[M]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社,2006.

TAN Heping,XIA Xinlin,LIU Linhua,et al. Numerical calculation of infrared radiation characteristics and transmission [M]. Harbin:Harbin Institute of Technology Press,2006.

[18] CUEVAS J C,GARCÍA-VIDAL F J. Radiative heat transfer[J]. Acs Photonics,2018,5(10):3896 – 3915.

[19] 高 原. 天然气同轴分级燃烧室头部结构适应性影响研究 [D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学,2023.

GAO Yuan. Natural gas coaxially graded combustion chamber head structure adaptability impact study pilot stage scheme [D]. Harbin:Harbin Engineering University,2023.

(王治红 编辑)