

混合工质有机朗肯循环系统热经济性能评价

冯军胜¹, 王璐¹, 严亚茹¹, 赵亮², 董辉²

(1. 安徽建筑大学 环境与能源工程学院 安徽 合肥 230601; 2. 东北大学 冶金学院 辽宁 沈阳 110819)

摘要: 以环冷机末段出口低温烟气为有机朗肯循环(ORC)热源,建立系统热经济性能模型,并选取纯工质 R600 和 R601a 组成混合工质,研究不同混合工质质量分数和 ORC 关键参数对系统热力性能和经济性能的影响。结果表明,对于给定的 ORC 关键参数,随着混合工质中 R601a 质量分数(M_{R601a})的增加,系统净输出功率(W_{net})和炯效率(η_{ex})先下降后上升,而系统平准化能源成本(LEC)先上升后下降。当 M_{R601a} 一定时,系统 W_{net} 随蒸发温度(T_6)增加先上升后下降,随过热度(ΔT_{7-1})增加而稳定下降。 T_6 越高, ΔT_{7-1} 越低,系统 η_{ex} 越大。系统 LEC 随 T_6 增加逐渐变小,而随 ΔT_{7-1} 增加先下降后上升。在 M_{R601a} 和 ORC 关键参数变化范围内,纯工质 R600 的系统 W_{net} 和 η_{ex} 最大,表现出较好的热力性能,而纯工质 R601a 的系统 LEC 最小,显示出较好的经济性能。

关键词: 烧 结 矿; 余 热 回 收; 有 机 朗 肯 循 环; 混 合 工 质; 热 经 济 性 能

中图分类号: TK11⁺5; TF046.4

文献标志码: A

文章编号: 1000-8764(2025)03-0149-10

doi: 10.13403/j.sjqt.2025.03.052

Evaluation on thermal economic performance of organic Rankine cycle system of mixed working medium

FENG Junsheng¹, WANG Lu¹, YAN Yaru¹, ZHAO Liang², DONG Hui²

(1. School of Environmental and Energy Engineering, Anhui Jianzhu University, Hefei 230601, Anhui, China;

2. School of Metallurgy, Northeastern University, Shenyang 110819, Liaoning, China)

Abstract: The thermal economic performance model of the system is established by using the low-temperature gas at the outlet of the end of the annular cooler as the organic Rankine cycle (ORC) heat source, and the pure working medium R600 and R601a are selected to form the mixed working medium, and the effects of different mixed working medium mass fractions and key parameters of ORC on the thermal economic performance of the system are studied. The results show that, for a given ORC key parameter, with the increase of the R601a mass fraction (M_{R601a}) in the mixed working medium, the net output power (W_{net}) and exergy efficiency (η_{ex}) of the system first decrease and then increase, while the levelized energy cost (LEC) of the system first increases and then decreases. When M_{R601a} is constant, the system W_{net} first increases and then decreases with the increase of evaporation temperature (T_6), and decreases steadily with the increase of superheat (ΔT_{7-1}). The higher the T_6 , the lower the ΔT_{7-1} and the greater the η_{ex} of the system. The LEC of the system gradually decreases with the increase of T_6 , and decreases first and then increases with the increase of ΔT_{7-1} . In the variation range of M_{R601a} and ORC key parameters, the system W_{net} and η_{ex} of pure working medium R600 are the largest, showing better thermal performance, while the system LEC of pure working medium R601a is the smallest, showing better economic performance.

收稿日期: 2024-10-31; 修回日期: 2024-11-13

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51974087); 安徽省高等学校科学研究项目(2022AH050262); 安徽省自然科学基金资助项目(1908085QE203)

作者简介: 冯军胜(1988—),男,副教授,从事烧结余热回收利用、新型热力循环等方面的研究。

通信作者: 董辉(1969—),男,教授,从事烧结余热回收利用方面的研究。

Key words: sinter; waste heat recovery; organic Rankine cycle; mixed working medium; thermal economic performance

为应对全球气候变化和环境保护的挑战,我国钢铁行业提出了明确的节能降碳改造升级实施路径^[1-2]。工业余热回收不仅是推动社会低碳经济转型的重要手段,也是维护生态环境的必要措施。在钢铁工业生产工序产生的余热中,烧结矿余热约占 15%^[3]。目前,大多数钢铁企业对于烧结环冷机的余热回收都存在同样的问题,即只对中高温段 200 °C 以上烟气余热进行回收,而摒弃 200 °C 以下的低温烟气余热,导致现有环冷机余热回收率较低^[4]。为提高钢铁企业能源的可持续利用,减少能源浪费,高效回收环冷机的低温烟气余热具有十分重要的现实意义。

在低温余热回收领域,有机朗肯循环(organic Rankine cycle, ORC)具有热效率高、结构简单、维护费用低等优点,具有广泛的应用前景,更适合低温余热发电技术^[5-6]。近年来,国内外许多专家对纯工质 ORC 系统的性能评价和参数优化进行了广泛研究。其中,WANG 等^[7]采用焓分析方法对不同热源温度和纯工质的焓损失进行了评价,发现具有较高汽化潜热和较低临界温度的纯工质特别适合于 ORC 系统;MUDASAR 等^[8]分析了纯工质 ORC 系统的净输出功率、系统部件焓损失和热效率,发现热源温度和最佳蒸发压力的增加使系统热效率的降低幅度减小;VALENCIA 等^[9]对双级纯工质 ORC 系统进行了经济性评价,发现换热器能量损失占系统总不可逆损失的 86.34%。混合工质是由两种或两种以上的纯工质按照不同的质量分数混合而成,其温度变化曲线随着工质质量分数的变化而发生滑移,能够更好地匹配蒸发和冷凝过程中热源和冷源的温度变化。近年来,对混合工质 ORC 系统的研究也受到了较多关注。其中,WU 等^[10]将各种混合工质与相应的纯工质进行了系统热效率、焓效率、焓损失和净输出功率的比较,并对其经济性能进行了分析;PANG 等^[11]和 FENG 等^[12]研究了使用 R245fa、R123 及其混合物的 ORC 系统能量、焓和经济性能,并分析了不同混合物质量分数对系统性能的影响规律;DONG 等^[13]使用多个纯工质及其混合物对 ORC 系

统的焓和经济性能进行了评估。

从上述研究结果可知,热源的流量和温度对系统热经济性能有较大的影响,使得当前 ORC 系统有较大的应用局限性^[14]。此外,由于在蒸发和冷凝过程中具有温度滑移特性,采用混合工质的 ORC 系统的热经济性能与纯工质有很大差异。目前,有关环冷机内低温烟气余热回收的 ORC 系统研究主要是基于纯工质 ORC 系统的热经济性能分析^[15-18],而对于混合工质 ORC 系统的热经济性能研究尚未见报道。实际上,与工业其他形式低温烟气相比,烧结环冷机末端出口低温烟气是无露点腐蚀的 200 °C 左右的空气,其可以被深度回收利用。基于此,本文以环冷机末端出口低温烟气为 ORC 热源,建立 ORC 系统热经济性能模型,并选择合适纯工质组成不同质量分数的混合工质,研究不同混合工质质量分数和 ORC 关键参数对系统热力性能和经济性能的影响,为混合工质 ORC 系统优化设计和运行提供重要理论指导,也为钢铁企业烧结余热资源的梯级回收利用提供新的途径。

1 ORC 系统原理与模型

1.1 系统原理

低温烟气余热回收 ORC 系统的结构如图 1 所示。在过程 8~11 中,低温烟气在蒸发器内与有机工质进行换热,并将热量传递给有机工质。过程 12~14 显示了冷凝器内冷却水和有机工质之间的热交换。有机工质在 ORC 系统中的循环过程为

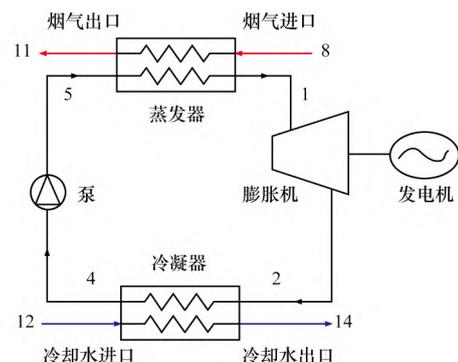
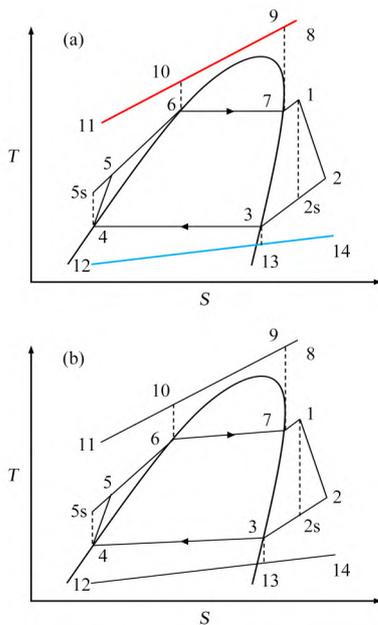


图 1 低温烟气余热 ORC 系统结构

Fig. 1 Structural diagram of ORC system driven by low temperature flue gas

5—1—2—4—5, 其先进入蒸发器吸收热量转化为过热蒸汽, 再经过膨胀机做功发电, 进入冷凝器被冷却为饱和液体, 最后在泵的作用下返回蒸发器被循环利用。

采用纯工质和混合工质的亚临界 ORC 系统的熵焓 (T - S) 关系如图 2 所示。图 2 中, 每个状态点对应于图 1 中四个组分的入口和出口位置。ORC 系统包括四个过程: 有机工质在蒸发器中的吸热过程(5—1), 包括预热(5—6)、蒸发(6—7)和蒸发(7—1)三个子过程; 有机工质在膨胀机中的膨胀做功过程(1—2); 有机工质在冷凝器中的放热过程(2—4), 包括预冷(2—3)和冷凝(3—4)两个子过程; 有机工质在泵中的增压过程(4—5)。此外, 图 2 中状态点 10 与 6 的温差 (ΔT_{6-10}) 表示蒸发器内低温烟气与工质进行热交换的最小温度差, 而状态点 3 与 13 的温差 (ΔT_{3-13}) 表示冷凝器内工质与冷却水进行热交换的最小温度差。



(a) 纯工质循环; (b) 混合工质循环

图 2 纯工质和混合工质 ORC 系统 T - S 关系

Fig. 2 T - S relationship of ORC system using pure and mixed working mediums

由图 2(a) 可知, 对于纯工质而言, 其在蒸发和冷凝过程中温度都是不变的, 这表明工质在恒压下蒸发和冷凝过程也是等温过程。然而, 当 ORC 系统使用混合工质时, 由于混合工质的温度滑移特性, 其在蒸发和冷凝过程中温度都在不断

变化, 并且其在饱和蒸汽状态的温度始终高于饱和液体状态的温度, 如图 2(b) 所示。为便于系统热经济性能模型的计算, 将蒸发和冷凝过程中饱和液体温度分别设定为工质蒸发温度 (T_6) 和冷凝温度 (T_4)。

1.2 热力学性能模型

对于纯工质和混合工质的 ORC 系统, 蒸发器内工质与低温烟气的换热量可计算如下。

$$Q_{eva} = m_f (h_1 - h_5) = m_g (h_8 - h_{11}) \quad (1)$$

式中: Q_{eva} 为工质在蒸发器内吸热量, kW; m_f 为工质质量流量, kg/s; m_g 为烟气流量, kg/s; h 为比焓, kJ/kg; 下角标 i 为工质或烟气所在状态点或过程。

蒸发器内由于热交换产生的不可逆损失计算如下。

$$I_{eva} = m_f T_0 \left(S_1 - S_5 - \frac{h_1 - h_5}{T_{g,m}} \right) \quad (2)$$

式中: I_{eva} 为蒸发器内不可逆损失, kW; T_0 为环境温度, K; S 为比熵, kJ/(kg·K); $T_{g,m}$ 为蒸发器内低温烟气进出口的平均温度, K。

膨胀机产生的实际输出功率 (W_e , kW) 和不可逆损耗 (I_e , kW) 计算如下。

$$W_e = m_f (h_1 - h_2) = m_f (h_1 - h_{2s}) \eta_e \quad (3)$$

$$I_e = m_f T_0 (S_2 - S_1) \quad (4)$$

式中: h_{2s} 为工质在冷凝压力下等熵膨胀后的比焓, kJ/kg; η_e 为膨胀机等熵效率 (膨胀机内部的不可逆损失)。

冷凝器内工质与冷却水的换热量 (Q_{con} , kW) 和产生的不可逆损失 (I_{con} , kW) 计算如下。

$$Q_{con} = m_f (h_2 - h_4) = m_w (h_{14} - h_{12}) \quad (5)$$

$$I_{con} = m_f T_0 \left(S_4 - S_2 - \frac{h_4 - h_2}{T_{w,m}} \right) \quad (6)$$

式中: $T_{w,m}$ 为冷凝器内冷却水进出口的平均温度, K; m_w 为冷却水流量, kg/s。

泵内实际消耗功率 (W_p , kW) 和产生的不可逆损耗 (I_p , kW) 计算如下。

$$W_p = m_f (h_5 - h_4) = m_f (h_{5s} - h_4) / \eta_p \quad (7)$$

$$I_p = m_f T_0 (S_6 - S_5) \quad (8)$$

式中: h_{5s} 为工质在蒸发压力下等熵压缩后的比焓, kJ/kg; η_p 为工质泵的等熵效率 (泵内部的不可逆损失)。

综上计算过程,系统净输出功率(W_{net} , kW)、总不可逆损失(I_{tot} , kW)和焓效率(η_{ex})计算如下。

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

$$I_{\text{tot}} = I_{\text{eva}} + I_e + I_{\text{con}} + I_p \\ = m_f T_0 \left(\frac{h_5 - h_1}{T_{g,m}} - \frac{h_4 - h_2}{T_{w,m}} \right) \quad (10)$$

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{W_{\text{net}}}{m_g c_g \left(T_8 - T_{11} - T_0 \ln \frac{T_8}{T_{11}} \right)} \quad (11)$$

式中: T_8 和 T_{11} 分别为低温烟气的入口和出口温度, K; c_g 为烟气比热容, kJ/(kg·K)。

1.3 换热面积计算

ORC 系统的总换热面积包括蒸发器和冷凝器的换热面积。对于蒸发器,其预热过程的换热面积(A_{5-6} , m^2)计算如下^[17]。

$$Q_{5-6} = m_f (h_6 - h_5) \quad (12)$$

$$\Delta T_{m,5-6} = \frac{(T_{11} - T_5) - (T_{10} - T_6)}{\ln \left(\frac{T_{11} - T_5}{T_{10} - T_6} \right)} \quad (13)$$

$$A_{5-6} = \frac{Q_{5-6}}{U_{5-6} \Delta T_{m,5-6}} \quad (14)$$

式中: U_{5-6} 为预热过程中工质与热源的总换热系数, kW/($\text{m}^2 \cdot \text{K}$); Q_{5-6} 为预热过程换热量, kW; $\Delta T_{m,5-6}$ 为预热过程中工质与热源的换热温差, K。

采用上述相同的方法,蒸发换热面积(A_{6-7} , m^2)和过热换热面积(A_{7-1} , m^2)的换热面积也计算如下。

$$A_{6-7} = \frac{Q_{6-7}}{U_{6-7} \Delta T_{m,6-7}} \quad (15)$$

$$A_{7-1} = \frac{Q_{7-1}}{U_{7-1} \Delta T_{m,7-1}} \quad (16)$$

式中: U_{6-7} 和 U_{7-1} 分别为蒸发过程和过热过程中有机工质与热源的总换热系数, kW/($\text{m}^2 \cdot \text{K}$); Q_{6-7} 为蒸发过程换热量, kW; Q_{7-1} 为过热过程换热量, kW。

蒸发器内总换热面积(A_{eva} , m^2)确定如下。

$$A_{\text{eva}} = A_{5-6} + A_{6-7} + A_{7-1} \quad (17)$$

根据文献[19-20]的结果, U_{5-6} 、 U_{6-7} 和 U_{7-1} 的具体值如表1所示。

对于冷凝器,预冷换热面积(A_{2-3} , m^2)和冷凝换热面积(A_{3-4} , m^2)的计算公式如下。

$$A_{2-3} = \frac{Q_{2-3}}{U_{2-3} \Delta T_{m,2-3}} \quad (18)$$

$$A_{3-4} = \frac{Q_{3-4}}{U_{3-4} \Delta T_{m,3-4}} \quad (19)$$

式中: U_{2-3} 和 U_{3-4} 分别为预冷和冷凝过程中工质与冷却水的总换热系数, kW/($\text{m}^2 \cdot \text{K}$); Q_{2-3} 为预冷过程换热量, kW; Q_{3-4} 为冷凝过程换热量, kW。 U_{2-3} 和 U_{3-4} 具体值如表1所示。

表1 蒸发器和冷凝器内各个传热段的换热系数

Table 1 Heat transfer coefficients of each heat transfer sections in evaporator and condenser kW/($\text{m}^2 \cdot \text{K}$)

U_{5-6}	U_{6-7}	U_{7-1}	U_{2-3}	U_{3-4}
0.17	0.14	0.09	0.6	0.9

冷凝器的总换热面积(A_{con} , m^2)计算式如下所示。

$$A_{\text{con}} = A_{2-3} + A_{3-4} \quad (20)$$

根据上述 A_{eva} 和 A_{con} 的计算结果, ORC 系统的总换热面积 (A_{tot} , m^2) 计算如下。

$$A_{\text{tot}} = A_{\text{eva}} + A_{\text{con}} \quad (21)$$

1.4 经济性能模型

平准化能源成本(LEC)是一个重要的系统经济性能指标,即系统净输出功率为1 kW·h时的总投资成本^[21]。本文选用 LEC 来描述 ORC 系统的经济性能。系统总投资成本包括图1所示的四个部件的投资成本,各部件投资成本的计算公式如下。

$$\lg C_{b,i} = K_1 + K_2 \lg Z + K_3 (\lg Z)^2 \quad (22)$$

式中: $C_{b,i}$ 为按1996年美元价值计算的投资成本; K_1 、 K_2 、 K_3 为各组成部分的系数,其数值如表2所示。对于换热器, Z 为换热面积;对于膨胀机, Z 为膨胀过程输出功率;对于泵来说, Z 为压缩过程消耗的功率。

根据每个部件的材质和压力情况,需要对计算得出每个部件的投资成本进行修正。修正后的部件投资成本(C_i)计算如下。

$$\lg F_{p,i} = C_1 + C_2 \lg P + C_3 (\lg P)^2 \quad (23)$$

$$C_i = C_{b,i} F_{b,m} = C_{b,i} (B_1 + B_2 F_m F_{p,i}) \quad (24)$$

式中: C_1 、 C_2 和 C_3 为每个部件的修正系数; P 为相应部件的进出口平均压力。对于膨胀机, $F_{b,m}$ 是一个常数值,而 B_1 、 B_2 和 F_m 也是每个部件的系数,其具体数值如表2所示^[22]。

表 2 每个系统部件的成本系数

Table 2 Cost factors for each system components

部件名称	K_1	K_2	K_3	C_1	C_2	C_3	B_1	B_2	F_m	F_{bm}
膨胀机	3.514	0.589	0	—	—	—	—	—	—	3.5
泵	3.389	-0.054	0.154	0	0	0	1.89	1.35	1.50	—
换热器	4.666	-0.156	0.155	0	0	0	0.96	1.21	2.45	—

综上, 系统总投资成本 ($C_{tot,1996}$) 的计算公式如下所示。

$$C_{tot,1996} = \sum C_i \quad (25)$$

根据货币的时间价值, 需要将 1996 年的系统总投资成本换算成 2021 年的系统总投资成本 ($C_{tot,2021}$), 其计算公式如下所示。

$$C_{tot,2021} = \frac{C_{tot,1996} \sigma_{CEPCI,2021}}{\sigma_{CEPCI,1996}} \quad (26)$$

式中: $\sigma_{CEPCI,1996}$ 和 $\sigma_{CEPCI,2021}$ 分别为 1996 年和 2021 年的化工成本指数值, 分别为 382^[23] 和 708^[24]。

此外, 成本回收系数 (σ_{CRF}) 可根据如下计算公式确定。

$$\sigma_{CRF} = \frac{j(1+j)^{T_s}}{(1+j)^{T_s} - 1} \quad (27)$$

式中: j 为 5% 的年利率; T_s 为系统有效使用时间, 设定为 20 a。

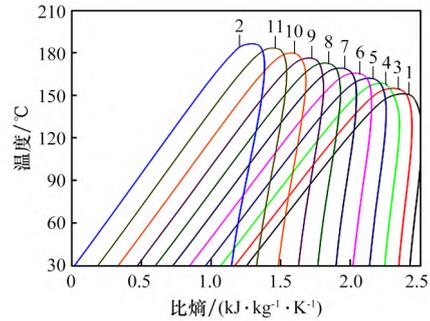
在此基础上, 平准化能源成本的计算公式如下。

$$\sigma_{LEC} = \frac{(\sigma_{CRF} \cdot C_{tot,2021} + x_{OMCs})}{t_{op} \cdot W_{net}} \quad (28)$$

式中: x_{OMCs} 为运维成本, 占系统总成本的 1.5%; t_{op} 为有效运行时间, 设定为 7 500 h。

1.5 混合工质确定

选择合适的工质可以有效提高 ORC 系统的发电效率, 降低系统运行成本, 因此工质的选择是必须认真考虑的关键因素。根据文献 [25], R600 和 R601a 均为干工质, 其在热力学和经济指标的基础上, 可以获得比其他候选工质更好的系统性能。因此, 根据烧结环冷机内低温烟气的温度特性, 本文选择 R600 和 R601a 作为 ORC 系统的纯工质, 并由上述两个纯工质组成不同质量分数的混合工质。R600 和 R601a 的物性参数如表 3 所示。根据有机工质温度与熵的变化关系, R600、R601a 及其混合物的 T - S 关系如图 3 所示。



1—R600; 2—R601a。

R601a 质量分数/%: 3—10; 4—20; 5—30; 6—40; 7—50; 8—60; 9—70; 10—80; 11—90。

图 3 R600、R601a 及其混合物的 T - S 关系Fig. 3 T - S relationship of R600, R601a and their mixtures

2 结果与讨论

本文将混合工质内 R601a 的质量分数 (M_{R601a}) 和 ORC 关键参数设定为系统可变参数, 详细研究不同 M_{R601a} 下系统净输出功率 (W_{net})、总不可逆损失 (I_{tot})、焓效率 (η_{ex}) 和平准化能源成本 (LEC) 随工质蒸发温度 (T_6) 和过热度 (ΔT_{7-1}) 的变化。在使用纯工质和混合工质进行 ORC 系统计算时, 结果中未说明的所有参数的初始值均列于表 4 中^[26]。综合考虑混合工质中不同 M_{R601a} 条件下的滑移温度以及热源和冷源的入口温度, 其上下限设定值如表 5 所示。

2.1 混合工质质量分数的影响

当 T_6 和 ΔT_{7-1} 分别为 120 °C 和 10 °C 时, 系统 W_{net} 和 I_{tot} 随 M_{R601a} 的变化如图 4 所示。由图 4 可看出, 随着 M_{R601a} 的增加, 系统 W_{net} 和 I_{tot} 都先下降后上升。滑移温度的存在, 使得有机工质的焓差 ($h_1 - h_6$) 随着 M_{R601a} 的增加先上升后下降, 并且过程 8~10 中换热量恒定, 根据热力学第一定律, 工质流量先下降后上升。此外, 冷凝过程与蒸发过程的滑移温差值随 M_{R601a} 的增大先增大后减小,

表 3 所选纯工质的物性参数

Table 3 Cost factors for each system components

有机工质名称	工质类型	摩尔质量/ ($\text{g}\cdot\text{mol}^{-1}$)	沸点/ $^{\circ}\text{C}$	临界 温度/ $^{\circ}\text{C}$	临界压力/ MPa	臭氧消耗 潜能	全球变暖 潜能
丁烷 (R600)	干	58.12	-0.49	152.0	3.800	0	20
异丁烷 (R601a)	干	72.15	27.83	187.2	3.378	0	7

表 4 ORC 系统初始计算参数

Table 4 Initial calculation parameters of ORC system

热源流量/ ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)	热源进口 温度/ $^{\circ}\text{C}$	冷却水进口 温度/ $^{\circ}\text{C}$	工质泵等熵 效率	膨胀机等熵 效率	工质冷凝 温度/ $^{\circ}\text{C}$	蒸发器节点 温差/ $^{\circ}\text{C}$	冷凝器节点 温差/ $^{\circ}\text{C}$	环境 温度/ $^{\circ}\text{C}$
136	190	20	0.80	0.85	40	10	5	20

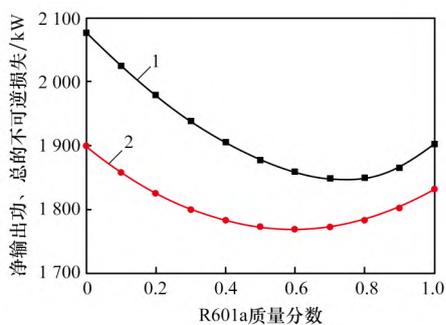
表 5 ORC 变量参数的上下限设定值

Table 5 Lower and upper values of ORC variable parameters

项目	M_{R601a}	$T_6 / ^{\circ}\text{C}$	$\Delta T_{7-1} / ^{\circ}\text{C}$
下限值	0	80	0
上限值	1	140	30

使得单位流量的系统 W_{net} 先减小后增大, 造成系统 W_{net} 呈现上述变化趋势。此外, 滑移温度的存在可以有效改变工质与热源之间的传热温差。工质滑移温度越大, 预热、蒸发和过热过程的换热温差越小。因此, 随着 M_{R601a} 的增加, 系统 I_{tot} 的变化趋势与滑移温度的变化趋势相反。

由图 4 还可以看出, 在 M_{R601a} 变化过程中, 纯工质 R600 的系统 W_{net} 最大, 并且当 M_{R601a} 为 0.7 时, 系统 W_{net} 达到最小值。此外, 当 M_{R601a} 大于 0.2 时, 混合工质的系统 I_{tot} 比纯工质的要小, 而当 M_{R601a} 为 0.6 时, 系统 I_{tot} 达到最小值, 这意味着纯工质可以获得较大的系统 W_{net} , 而混合工质的系统 I_{tot} 相对较小。

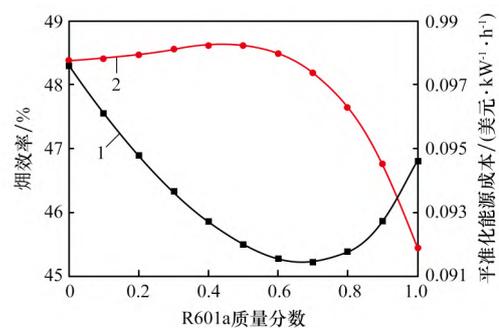


1—净输出功率; 2—总的不可逆损失。

图 4 系统 W_{net} 和 I_{tot} 随 M_{R601a} 的变化Fig. 4 Variations of system W_{net} and I_{tot} with M_{R601a}

图 5 显示了 M_{R601a} 对系统 η_{ex} 和 LEC 的影响。由图 5 可以看出, 系统 η_{ex} 随 M_{R601a} 的增大先下降后上升, 而系统 LEC 先上升后下降。这是由于随着 M_{R601a} 的增加, 工质的蒸发压力逐渐下降, 焓升 ($h_6 - h_5$) 也逐渐下降, 预热过程的换热量也随之下降。因此, 根据热力学第一定律, 热源出口温度 (T_{11}) 逐渐上升。式(11)中分母的减小幅度低于图 4 中系统 W_{net} 的减小幅度, 因此, 随着 M_{R601a} 的增加, 系统 η_{ex} 的变化趋势与系统 W_{net} 相同。此外, 随着 M_{R601a} 的增加, 工质的冷凝压力下降, 焓降 ($h_2 - h_4$) 下降, 蒸发器和冷凝器的换热量也相应下降, 因此, 系统总换热面积 (A_{tot}) 和系统总投资成本稳步下降。系统 W_{net} 的下降幅度大于系统总投资成本的下降幅度, 因此系统 LEC 呈现上述变化趋势。

由图 5 还可以看出, 在 M_{R601a} 的变化范围内, 纯工质 R600 的系统 η_{ex} 是最大的, 而当 M_{R601a} 为 0.7 时, 系统 η_{ex} 达到最小值。此外, 纯工质 R601a 的系统 LEC 比混合工质的要小, 表现出更好的经济性能。



1—焓效率; 2—平准化能源成本。

图 5 系统 η_{ex} 和 LEC 随 M_{R601a} 的变化Fig. 5 Variations of system η_{ex} and LEC with M_{R601a}

2.2 蒸发温度的影响

当 ΔT_{7-1} 为 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 不同 M_{R601a} 下系统 W_{net} 、 I_{tot} 和 η_{ex} 随 T_6 的变化如图 6 所示。由图 6 可以看出, 对于固定的 M_{R601a} , 随着 T_6 的增加, 系统 W_{net} 先上升后下降, 而系统 I_{tot} 则稳步下降, 系统 η_{ex} 上升。这是由于 T_6 的增加使蒸发器出口工质比焓和 T_{11} 增加, 蒸发器换热量和工质流量随之下降, 单位工质流量的系统 W_{net} 稳步上升。当 T_6 较低时, 单位工质流量的系统 W_{net} 的增加幅度大于工质流量的减小幅度, 因此系统 W_{net} 逐渐上升。但随着 T_6 的增加, 工质流量的减小幅度逐渐变大。当 T_6 较高时, 单位工质流量的系统 W_{net} 的增加幅度小于工质流量的减小幅度, 导致此时系统 W_{net} 稳步下降。此外, T_6 的增加也使蒸发器内的换热温差减小, 蒸发器换热量随工质流量的减小而稳步下降, 系统 I_{tot} 也随之下降。此外, T_{11} 的增加使得式 (11) 中分母的值减少。在较高 T_6 时, 式 (11) 中分母值的减小幅度大于系统 W_{net} 的减小幅度, 导致系统 η_{ex} 稳步上升。

由图 6 还可以看出, 在 T_6 变化范围内, 纯工质 R600 的系统 W_{net} 和 η_{ex} 最大, 而 M_{R601a} 为 0.7 的混合工质系统的焓效率最小。当 T_6 低于 $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, M_{R601a} 为 0.5 的混合工质系统 I_{tot} 最小, 而当蒸发温度大于 $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, M_{R601a} 为 0.7 的混合工质系统 I_{tot} 最小。以 M_{R601a} 为 0.5 的混合工质为例, 当 T_6 低于 $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, T_6 每升高 $2\text{ }^{\circ}\text{C}$, 系统 W_{net} 和 η_{ex} 分别平均增加 22.71 kW 和 0.72% , 而系统 I_{tot} 平均下降 43.31 kW 。当 T_6 大于 $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, T_6 每升

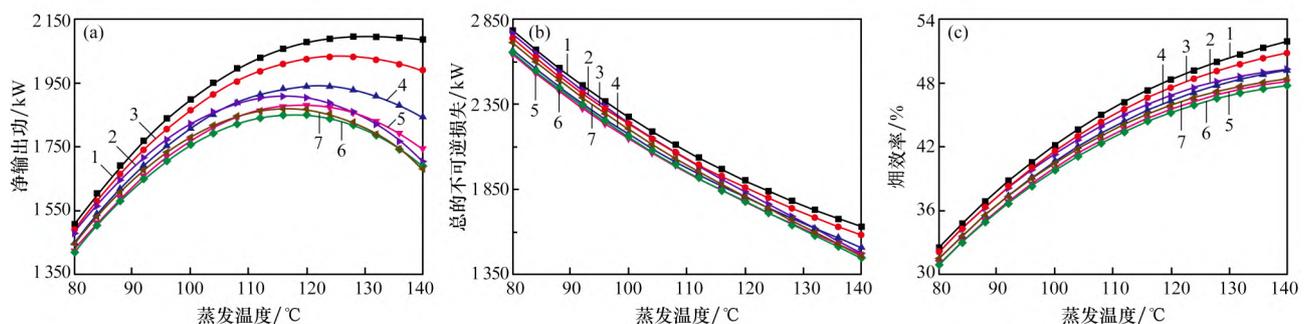
高 $2\text{ }^{\circ}\text{C}$, 系统 η_{ex} 平均增加 0.26% , 而系统 W_{net} 和 I_{tot} 分别平均下降 13.59 kW 和 31.18 kW 。

图 7 显示了不同 M_{R601a} 下系统 LEC 随 T_6 的变化。由图 7 可以看出, 在固定 M_{R601a} 下, 系统 LEC 随 T_6 的增加而逐渐下降, 且 T_6 越高, 系统 LEC 的变化幅度越小。这是由于 T_6 的增加导致蒸发器内换热量和工质流量减小, 冷凝器换热量随之下降, 因此系统总换热面积和总投资成本也随之下降。在较高 T_6 时, 系统总投资成本的减少幅度大于系统 W_{net} 的减少幅度, 因此系统 LEC 随 T_6 的增加而稳步下降, 并且在较低蒸发温度时, 由于系统 W_{net} 的减少, 系统 LEC 的变化幅度较大。

由图 7 还可以看出, 在 T_6 变化范围内, 纯工质 R601a 的系统 LEC 最小, 而 M_{R601a} 为 0.5 的混合工质系统 LEC 最大。以纯工质 R601a 和 M_{R601a} 为 0.5 的混合工质为例, 当 T_6 低于 $110\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, T_6 每增加 $4\text{ }^{\circ}\text{C}$, R601a 的系统 LEC 平均下降 0.0053 美元/(kW·h), 而 M_{R601a} 为 0.5 的混合工质系统 LEC 平均下降 0.0054 美元/(kW·h)。当 T_6 大于 $110\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, T_6 每升高 $4\text{ }^{\circ}\text{C}$, R601a 的系统 LEC 平均下降 0.0017 美元/(kW·h), 而 M_{R601a} 为 0.5 的混合工质系统 LEC 平均下降 0.0018 美元/(kW·h)。

2.3 过热度的影响

当 T_6 为 $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 不同 M_{R601a} 下系统 W_{net} 、 I_{tot} 和 η_{ex} 随 ΔT_{7-1} 的变化如图 8 所示。由图 8 可以看出, 不同 M_{R601a} 下, 系统 W_{net} 、 I_{tot} 和 η_{ex} 都随 ΔT_{7-1} 的增加而稳定下降。这是由于 ΔT_{7-1} 的增加使膨胀机入口工质比焓 (h_1) 增加, 单位工质流量的系统



(a) 净输出功; (b) 总的不可逆损失; (c) 焓效率

1—R600; 2—R601a。

R601a 质量分数/%: 3—10; 4—30; 5—50; 6—70; 7—90。

图 6 不同 M_{R601a} 下系统 W_{net} 、 I_{tot} 和 η_{ex} 随 T_6 的变化

Fig. 6 Variations of system W_{net} , I_{tot} and η_{ex} with T_6 under various M_{R601a}

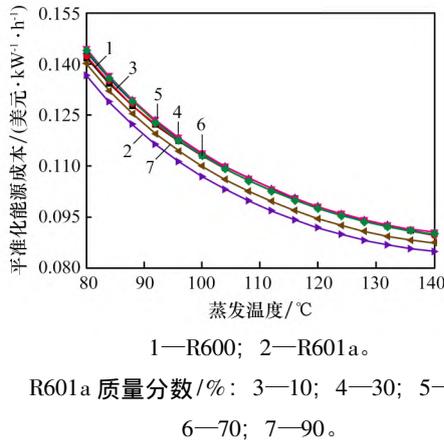


图 7 不同 M_{R601a} 下系统 LEC 随 T_6 的变化
Fig. 7 Variation of system LEC with T_6 under various M_{R601a}

W_{net} 相应增加, 而工质流量则稳定下降。由于单位工质流量的系统 W_{net} 增大幅度小于工质流量的减小幅度, 系统 W_{net} 稳步下降。此外, 工质焓升 ($h_6 - h_5$) 不变, 而工质流量的降低使得预热过程中换热量减少, T_{11} 增加, 冷凝器和蒸发器换热量也下降, 导致系统 I_{tot} 相应地下降。此外, T_{11} 的增量导致式 (11) 中分母的值减小, 而与系统 W_{net} 的减小幅度相比, 式 (11) 中分母的值减小幅度较小, 造成系统 η_{ex} 也稳步下降。

由图 8 还可以看出, 在 ΔT_{7-1} 的变化范围内, 纯工质 R600 的 ORC 系统具有最大的系统 W_{net} 和 η_{ex} , 而 M_{R601a} 为 0.7 的混合工质的系统 W_{net} 和 η_{ex} 最小。当 ΔT_{7-1} 小于 8 °C 时, M_{R601a} 为 0.7 的混合工质的系统 I_{tot} 最小, 而当 ΔT_{7-1} 大于 8 °C 时, M_{R601a} 为 0.5 的混合工质的系统 I_{tot} 最小。以 M_{R601a}

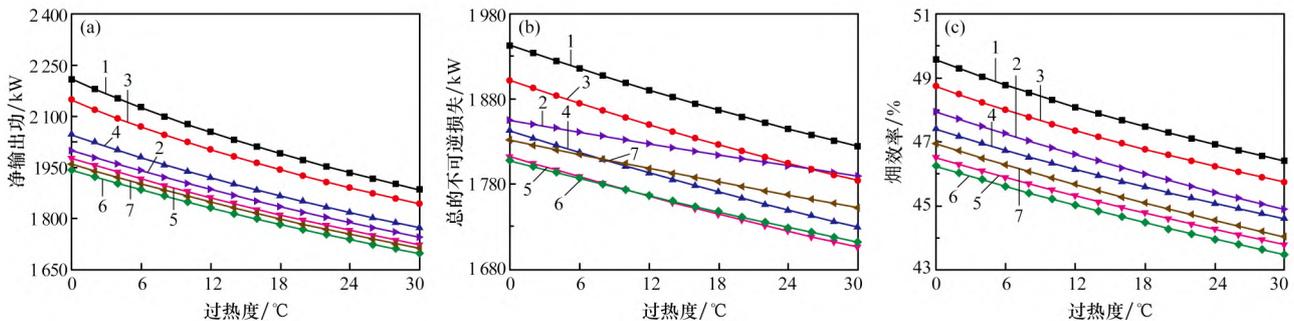
为 0.5 的混合工质为例, ΔT_{7-1} 每升高 2 °C, 系统 W_{net} 、 I_{tot} 和 η_{ex} 分别平均下降 16.97、7.08 kW 和 0.18%。

图 9 显示了不同 M_{R601a} 下系统 LEC 随 ΔT_{7-1} 的变化。由图 9 可以看出, 对于固定 M_{R601a} , 系统 LEC 随 ΔT_{7-1} 的增加先下降后上升, 而 M_{R601a} 越大, 对应系统 LEC 的 ΔT_{7-1} 越小。这是由于 ΔT_{7-1} 的增加使工质流量减小, T_{11} 随之增加, 蒸发器和冷凝器的换热量均下降, 造成系统总换热面积和总投资成本也下降。此外, ΔT_{7-1} 的增大也使系统 W_{net} 减小, 且系统 W_{net} 的减小幅度先小于后大于系统总投资成本, 导致系统 LEC 呈现上述变化趋势。

由图 9 还可以看出, 在 ΔT_{7-1} 的变化范围内, 纯工质 R601a 的系统 LEC 也最小, 而当 ΔT_{7-1} 低于 8 °C 时, 纯工质 R600 的系统 LEC 最大。当 ΔT_{7-1} 大于 10 °C 时, M_{R601a} 为 0.5 的混合工质系统 LEC 最大。以纯工质 R601a 为例, 当 ΔT_{7-1} 低于 8 °C 时, ΔT_{7-1} 每升高 2 °C, 系统 LEC 平均下降 0.000 1 美元/(kW·h), 而当 ΔT_{7-1} 大于 8 °C 时, 系统 LEC 平均增加 0.000 2 美元/(kW·h)。

3 结论

(1) 对于给定的 ORC 关键参数, 随着混合工质中 R601a 质量分数 (M_{R601a}) 的增加, 系统净输出功率 (W_{net})、总不可逆损失 (I_{tot}) 和焓效率 (η_{ex}) 先下降后上升, 而系统平准化能源成本 (LEC) 先上升后下降。在 M_{R601a} 变化过程中, 纯工质 R600 的系统 W_{net} 和 η_{ex} 最大, 而 R601a 的系统 LEC 最小。

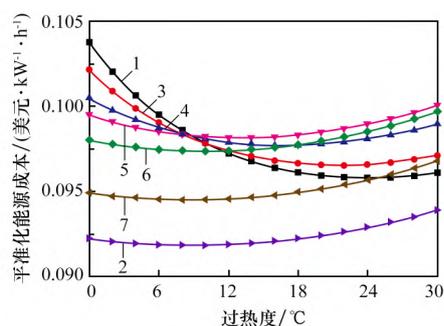


(a) 净输出功率; (b) 总的不可逆损失; (c) 焓效率
1—R600; 2—R601a。

R601a 质量分数 /%: 3—10; 4—30; 5—50; 6—70; 7—90。

图 8 不同 M_{R601a} 下系统 W_{net} 、 I_{tot} 和 η_{ex} 随 ΔT_{7-1} 的变化

Fig. 8 Variations of system W_{net} , I_{tot} and η_{ex} with ΔT_{7-1} under various M_{R601a}



1—R600; 2—R601a。

R601a 质量分数/%: 3—10; 4—30; 5—50;

6—70; 7—90。

图 9 不同 M_{R601a} 下系统 LEC 随 ΔT_{7-1} 的变化

Fig. 9 Variation of system LEC with ΔT_{7-1} under various M_{R601a}

(2) 当 M_{R601a} 一定时, 系统 W_{net} 随蒸发温度 (T_6) 的增加先上升后下降, 随过热度 (ΔT_{7-1}) 的增加而稳定下降。随着 T_6 和 ΔT_{7-1} 的增加, 系统 I_{tot} 逐渐减小, 而 T_6 越高, ΔT_{7-1} 越低, 系统 η_{ex} 越大。在 M_{R601a} 和 ORC 关键参数变化范围内, 纯工质 R600 的系统 W_{net} 和 η_{ex} 最大, 表现出较好的热力性能。

(3) T_6 越高, 系统 LEC 越小。对于固定的 M_{R601a} , 随着 ΔT_{7-1} 的增加, 系统 LEC 先下降后上升。此外, 在 M_{R601a} 和 ORC 关键参数变化范围内, 纯工质 R601a 的系统 LEC 低于各种 M_{R601a} 混合工质和纯工质 R600, 显示出较好的经济性能。

参考文献:

- [1] 张琦, 蔡九菊. 钢铁制造流程系统节能与能效提升 [J]. 钢铁 2021, 56(8): 32-42.
ZHANG Qi, CAI Jiujie. Systemic energy saving and energy efficiency improving of iron and steelmaking process [J]. Iron & Steel 2021, 56(8): 32-42.
- [2] 张琦, 沈佳林, 许立松. 中国钢铁工业碳达峰及低碳转型路径 [J]. 钢铁 2021, 56(10): 152-163.
ZHANG Qi, SHEN Jialin, XU Lisong. Carbon peak and low-carbon transition path of China's iron and steel industry [J]. Iron & Steel 2021, 56(10): 152-163.
- [3] YIN R Y, LIU Z D, SHANGGUAN F Q. Thoughts on the implementation path to a carbon peak and carbon neutrality in China's steel industry [J]. Engineering, 2021, 7(12): 1680-1683.
- [4] 张涛, 周园园, 贾楠楠. 钢铁行业余热资源分布与特点 [J]. 冶金动力 2023, 42(5): 108-113.
ZHANG Tao, ZHOU Yuanyuan, JIA Nannan. Distribution and characteristics of waste heat resources in iron and steel industry [J]. Metallurgical Power, 2023, 42(5): 108-113.
- [5] 何雅玲. 工业余热高效综合利用的重大共性基础问题研究 [J]. 科学通报 2016, 61(17): 1856-1857.
HE Yaling. Research on the major common basic problems of the efficient and comprehensive utilization of industrial waste heat [J]. Chinese Science Bulletin, 2016, 61(17): 1856-1857.
- [6] MOREIRA L F, ARRIETA F R P. Thermal and economic assessment of organic Rankine cycles for waste heat recovery in cement plants [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2019, 114: 109315.
- [7] WANG D X, LING X, PENG H, et al. Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation [J]. Energy, 2013, 50: 343-352.
- [8] MUDASAR R, AZIZ F, KIM M H. Thermodynamic analysis of organic Rankine cycle used for flue gases from biogas combustion [J]. Energy Conversion and Management, 2017, 153: 627-640.
- [9] VALENCIA G, FONTALVO A, DUARTE FORERO J. Optimization of waste heat recovery in internal combustion engine using a dual-loop organic Rankine cycle: Thermo-economic and environmental footprint analysis [J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 182: 116109.
- [10] WU Y D, ZHU Y D, YU L J. Thermal and economic performance analysis of zeotropic mixtures for organic Rankine cycles [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 96: 57-63.
- [11] PANG K C, CHEN S C, HUNG T C, et al. Experimental study on organic Rankine cycle utilizing R245fa, R123 and their mixtures to investigate the maximum power generation from low-grade heat [J]. Energy, 2017, 133: 636-651.
- [12] FENG Y Q, HUNG T C, HE Y L, et al. Operation characteristic and performance comparison of organic Rankine cycle (ORC) for low-grade waste heat using R245fa, R123 and their mixtures [J]. Energy Conversion and Management 2017, 144: 153-163.

- [13] DONG B S ,XU G Q ,LI T T ,et al. Thermodynamic and economic analysis of zeotropic mixtures as working fluids in low temperature organic Rankine cycles [J]. Applied Thermal Engineering 2018 ,132: 545 – 553.
- [14] MA W W ,LIU T ,MIN R ,et al. Effects of physical and chemical properties of working fluids on thermodynamic performances of medium-low temperature organic Rankine cycles (ORC) [J]. Energy Conversion and Management 2018 ,171: 742 – 749.
- [15] 邵颖聪 ,董辉 ,孙用军 等 . 有机朗肯循环回收低温烧结余热发电的可行性分析 [J]. 烧结球团 ,2014 , 39(4) : 50 – 54.
SHAO Yingcong , DONG Hui , SUN Yongjun , et al. Feasibility analysis on recovering low temperature sintering waste heat for power generation by using organic Rankie cycle [J]. Sintering and Pelletizing , 2014 , 39(4) : 50 – 54.
- [16] 张九磊 ,赵亮 ,董辉 . 一种烧结合热复合循环发电系统的构建与分析 [J]. 烧结球团 ,2019 ,44(6) : 68 – 73; 78.
ZHANG Jiulei , ZHAO Liang , DONG Hui. Construction and analysis of compound cyclic power generation system of sintering waste heat [J]. Sintering and Pelletizing , 2019 ,44(6) : 68 – 73; 78.
- [17] 冯军胜 ,王欢欢 ,王海涛 等 . 热源温度对亚临界 ORC 系统热经济性能的影响 [J]. 中南大学学报(自然科学版) 2022 ,53(12) : 4866 – 4875.
FENG Junsheng , WANG Huanhuan , WANG Haitao , et al. Effect of heat source temperature on thermal-economic performance of subcritical ORC system [J]. Journal of Central South University (Science and Technology) 2022 ,53(12) : 4866 – 4875.
- [18] 冯军胜 ,程新妮 ,王欢欢 等 . 烧结冷却烟气低温余热 ORC 系统建模与热经济性能 [J]. 烧结球团 ,2024 , 49(1) : 93 – 98; 105.
FENG Junsheng , CHENG Xinni , WANG Huanhuan , et al. Modeling and thermal economic performance of low-temperature waste heat ORC system for sintering cooling fume [J]. Sintering and Pelletizing ,2024 ,49(1) : 93 – 98; 105.
- [19] CHEN W J ,FENG H J ,CHEN L G ,et al. Optimal performance characteristics of subcritical simple irreversible organic Rankine cycle [J]. Journal of Thermal Science 2018 ,27(6) : 555 – 562.
- [20] 刘亚玲 ,张诚 ,邹益平 等 . 利用有机朗肯循环系统回收 30 t/h 燃煤锅炉烟气余热的热经济性评估 [J]. 重庆大学学报 ,2018 ,41(3) : 91 – 99.
LIU Yaling ,ZHANG Cheng ,ZOU Yiping ,et al. Thermo-economic evaluation of using organic Rankine cycle system to recover flue gas waste heat of a 30 t/h industrial boiler [J]. Journal of Chongqing University , 2018 ,41(3) : 91 – 99.
- [21] FANG Y W ,YANG F B ,ZHANG H G. Comparative analysis and multi-objective optimization of organic Rankine cycle (ORC) using pure working fluids and their zeotropic mixtures for diesel engine waste heat recovery [J]. Applied Thermal Engineering ,2019 ,157: 113704.
- [22] WANG Q L ,WANG J Q ,LI T L ,et al. Techno-economic performance of two-stage series evaporation organic Rankine cycle with dual-level heat sources [J]. Applied Thermal Engineering 2020 ,171: 115078.
- [23] MIGNARD D. Correlating the chemical engineering plant cost index with macro-economic indicators [J]. Chemical Engineering Research and Design ,2014 ,92(2) : 285 – 294.
- [24] 王建永 ,王伟斌 . 基于压缩机级间余热利用的有机朗肯循环发电系统综合性分析及多目标优化 [J]. 陕西科技大学学报 2023 ,41(3) : 165 – 171.
WANG Jianyong ,WANG Weibin. Comprehensive analysis and multi-objective optimization of organic Rankine cycle power generation system based on waste heat utilization between compressor stages [J]. Journal of Shaanxi University of Science & Technology 2023 ,41(3) : 165 – 171.
- [25] LI J ,LIU Q ,DUAN Y Y ,et al. Performance analysis of organic Rankine cycles using R600/R601a mixtures with liquid-separated condensation [J]. Applied Energy , 2017 ,190: 376 – 389.
- [26] 冯军胜 ,董辉 ,王爱华 等 . 烧结合热罐式回收系统及其关键问题 [J]. 钢铁研究学报 2015 ,27(6) : 7 – 11.
FENG Junsheng , DONG Hui , WANG Aihua , et al. Recovery system and key issues of vertical tank for recovering sinter waste heat [J]. Journal of Iron and Steel Research 2015 ,27(6) : 7 – 11.