

文章编号: 1008-8857(2025)01-0051-09

DOI: 10.13259/j.cnki.eri.2025.01.008

高炉渣显热梯级利用中有机工质优化

毕会超, 吴俐俊, 苑昭阔, 梁星原

(同济大学机械与能源工程学院, 上海 201804)

摘要: 利用换热器窄点温差法建立了利用高炉渣显热的冲渣水和中温空气有机朗肯循环(ORC)热力学模型, 计算了16种工质在梯级系统中的热力学性能随运行参数的变化趋势。结果表明: 以高炉冲渣水为热源时, 在蒸发温度为60℃、冷凝温度为30℃、工质过热度为5℃时, 工质R227ea的净输出功率最大, 值为5427.2 kW; 当R227ea质量分数为50%时, R227ea/R245fa二元非共沸工质性能最优, 最大净输出功率达到4336 kW, 炯效率达到56.37%; 以中温空气为热源时, 以R601为基础构建的二元非共沸混合工质, 在相同运行参数下的净输出功率均不及R601的, 说明混合工质对ORC系统性能的改善程度取决于热源温度。

关键词: 非共沸工质; 纯工质; 有机朗肯循环; 高炉渣显热; 梯级利用

中图分类号: TK47

文献标志码: A

Optimization of organic working medium for sensible heat cascade utilization of blast-furnace slag

BI Huichao, WU Lijun, YUAN Zhaokuo, LIANG Xingyuan

(School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: The thermodynamic model of the organic Rankine cycle (ORC) for slag flushing water and medium temperature air, derived from the sensible heat of blast furnace slag, was constructed using the pinch point method. The thermodynamic performance trends for 16 working fluids in the cascade system under varying operational parameters were analyzed. The findings indicate that the maximum net output power of 5427.2 kJ is attained by R227ea at an evaporation temperature of 60 °C, a condensation temperature of 30 °C, and a superheat temperature of 5 °C. The optimal binary non-azeotropic working fluid combination of R227ea/R245fa is achieved at a mass ratio of 50% for R227ea, resulting in a maximum net output power of 4336 kJ and an exergy efficiency of 56.37%. For the heat source of medium temperature air, the R601-based binary non-azeotropic mixture performs worse than R601 under identical operational conditions, suggesting that ORC

收稿日期: 2024-03-25

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51574179)

第一作者: 毕会超(1998—), 男, 硕士研究生。研究方向: 动力工程及工程热物理。

E-mail: 1058253925@qq.com

通信作者: 吴俐俊(1965—), 男, 教授。研究方向: 动力工程及工程热物理。E-mail: ljwu@tongji.edu.cn

system enhancement by mixtures is contingent upon the heat source temperature.

Keywords: non-azeotropic working medium; pure working medium; organic Rankine cycle; sensible heat of blast-furnace slag; cascade utilization

钢铁行业所产生的余热资源中高炉渣显热占据了绝对份额,采用有机朗肯循环(ORC)可以有效地利用中低温余热资源^[1]。影响ORC发电系统效果的因素,除了蒸发温度、冷凝温度和过热度等外,有机工质的物性也是重要因素之一^[2-3]。

在传统的ORC系统中采用纯有机工质限制了系统性能的提高。针对这一问题,国内外学者开始采用非共沸工质对ORC系统中的工质进行优化。Abadi等^[4]通过实验研究认为,非共沸工质相比于纯工质可以更有效地提高系统循环净输出功率。Heberle等^[5]指出,在相同工况下,混合工质相比于纯工质可以更有效地提高焓效率。Angelino等^[6]通过模拟分析发现有机硅油和各类碳氢化合物组成的混合工质均可提升系统性能。鲍军江等^[7]经研究发现,当冷凝器内冷却水温升

与非共沸工质的温度滑移接近时,系统有最大输出功率。因此,针对ORC系统有机工质进行优化,对系统性能的提高具有重大意义。

1 系统模型

1.1 数学模型

对ORC进行数学建模时,为了简化计算,降低系统复杂性,减少对计算结果的影响,假设:①系统在稳定状态下运行;②忽略在管道、冷凝器和蒸发器内工质的散热和压力损失;③忽略整个系统中的化学反应能;④工质在运行时物性稳定,不受润滑油影响;⑤忽略冷、热源中的杂质和不凝结气体的影响。有机朗肯循环的 $T-s$ 图如图1所示,其中: T 为温度; s 为熵。

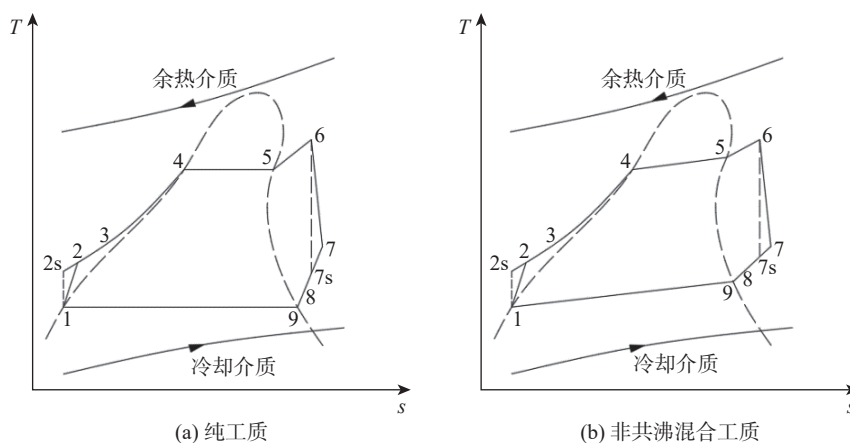


图1 有机朗肯循环的 $T-s$ 图

Fig. 1 Tephigram of organic Rankine cycle

$h_1 \sim h_9$ 分别对应图1中各状态点的比焓, kJ/kg; h_{7s} 为等熵膨胀中膨胀机的出口比焓, kJ/kg; h_{2s} 为等熵压缩后出口状态的比焓, kJ/kg。

蒸发器内有机工质的质量流量为

$$m_{wf} = \frac{Q_{eva}}{h_6 - h_4} \quad (1)$$

式中: m_{wf} 为蒸发器内有机工质的质量流量,

kg/s; Q_{eva} 为蒸发器蒸发段和过热段的换热功率, kW。

来自蒸发器的高温高压过热气态有机工质,在膨胀机内膨胀为低温低压的乏汽。由于在实际膨胀过程中不存在绝热膨胀,则该过程膨胀机的输出功率为

$$W_t = m_{wf} (h_6 - h_7) = m_{wf} (h_6 - h_{7s}) \eta_t \quad (2)$$

式中: W_t 为膨胀机的输出功率, kW; η_t 为膨胀机等熵膨胀效率, %。

流经冷凝器的冷却介质质量流量为

$$m_c = \frac{m_{wf}(h_9 - h_1)}{c_p \Delta T_c} \quad (3)$$

式中: m_c 为流经冷凝器的冷却介质质量流量, kg/s; c_p 为冷却介质平均定压比热容, kJ/(kg·K); ΔT_c 为冷却介质在冷凝段的温升, K。

冷却水泵功耗为

$$W_{c,p} = \frac{m_c g H}{1000 \eta_{c,p}} \quad (4)$$

式中: $W_{c,p}$ 为冷却水泵功耗, kW; H 为冷却水泵的扬程, m; g 为重力加速度, m/s²; $\eta_{c,p}$ 为冷却水泵的机械效率, %。

有机工质在工质泵内进行等熵压缩, 但在实际压缩过程中不存在绝热压缩, 所以工质泵功耗为

$$W_p = \frac{m_{wf}(h_2 - h_1)}{\eta_p} \quad (5)$$

式中: W_p 为工质泵功耗, kW; η_p 为工质泵等熵压缩效率, %。

系统循环热效率为

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{eva}} \quad (6)$$

式中: W_{net} 为系统循环净输出功率, kW; η_{th} 为系统循环热效率, %。

余热介质进入系统前的状态焓为最大焓, 即

$$E_{in} = \frac{Q_{eva}(T_H - T_L)}{T_H} \quad (7)$$

式中: E_{in} 为系统在理想状态下的最大焓, kJ; T_H 为热源的温度, K; T_L 为冷源的温度, K。

系统焓效率为

$$\eta_{ex} = \frac{W_{net}}{E_{in}} \quad (8)$$

式中, η_{ex} 为系统焓效率, %。

1.2 系统热源参数和运行参数

在确定的冷、热源工况和运行工质条件下, 对系统热力性能影响较大的是有机朗肯循环的运行参数, 例如蒸发温度、冷凝温度、过热度和过冷度等^[8-9]。

在完整的 ORC 发电系统中, 热源质量流量和温度由余热资源决定。根据某工厂 4 038 m³ 高炉生产参数, 设定高炉冲渣水质量流量为

2 300 t/h, 高炉冲渣水温度设为 90 °C; 空气被加热至 250 °C, 空气质量流量为 6 786 t/h; 系统工质过热度为 5 °C; 冷却水温度受冷源条件限制, 在此设为 20 °C; 在蒸发器和冷凝器中, 设定传热窄点温差为 5 °C。以上条件在 ORC 计算模型中均为固定参数。

本文冲渣水 ORC 系统计算边界条件如表 1 所示。中温空气 ORC 系统计算边界条件如表 2 所示。

表 1 冲渣水 ORC 系统计算边界条件

Tab. 1 Boundary conditions for the calculation of slag flushing water ORC system

设计参数	数值
冲渣水温度/°C	90
工质蒸发温度/°C	44 ~ 80
工质过热度/°C	1 ~ 10
蒸发器窄点温差/°C	5
工质冷凝温度/°C	28 ~ 46
冷凝器窄点温差/°C	5
膨胀机等熵膨胀效率/%	85
工质泵等熵压缩效率/%	85

表 2 中温空气 ORC 系统计算边界条件

Tab. 2 Boundary conditions for the calculation of medium temperature air ORC system

设计参数	数值
空气温度/°C	250
工质蒸发温度/°C	160 ~ 195
工质过热度/°C	5
蒸发器窄点温差/°C	15
工质冷凝温度/°C	36 ~ 50
冷凝器窄点温差/°C	10
膨胀机等熵膨胀效率/%	85
工质泵等熵压缩效率/%	85

2 有机工质筛选

选取的有机工质通常需要满足以下条件:

①工质的临界温度应高于循环中工质的最高温

度；②考虑到设备承压问题，循环蒸发压力不宜过高；③为避免空气渗入，循环冷凝压力应高于大气压；④饱和蒸汽线尽量垂直，等熵焓降大；⑤导热系数高，动力黏度小，密度大，汽化潜热和比热容大；⑥化学稳定性好，毒性小，经济性好^[10]。

为了使 ORC 处于亚临界循环内，根据热源参数并利用 REFPROP9.1 软件查询得到有机工质物性。在以高炉冲渣水为热源的情况下，选用的 10 种工质的物性参数如表 3 所示，其中 ODP 为臭氧消耗潜能值。在以中温空气为热源的情况下，选用的 6 种工质的物性参数如表 4 所示。在各自对应的热源下，组成的二元非共沸混合工质由各自选用的工质组成，其中 ODP 指标越小，工质的环境特性越好^[11]。

表 3 10 种工质的物性参数

Tab.3 Thermophysical properties of 10 working mediums

工质	临界温度/℃	临界压力/MPa	ODP
R134a	101	4.06	0
R227ea	102.8	2.99	0
R236fa	124.9	3.20	0
R245fa	154	3.65	0
R152a	111.3	4.52	0
RC318	115.2	2.77	0
R600	152	3.79	0
R600a	134.6	3.63	0
R601	196.5	3.36	0
R601a	187.2	3.37	0

3 计算结果与分析

本文中各梯级系统均以热效率、焓效率和循环净输出功率作为评价工质性能的指标。热效率是基于热力学第一定律的分析指标，可反映系统输入与输出能量之间的平衡关系，为节能指明一定方向^[12]。焓效率则基于热力学第二定律的分析指标，是关于同质能量的平衡或比值。相比于能量分析，焓分析能更全面、深刻地指明能量损耗的本质^[13]。循环净输出功率则是关乎热源是

表 4 6 种工质的物性参数

Tab.4 Thermophysical properties of 6 working mediums

工质	临界温度/℃	临界压力/MPa	ODP
丙酮	234.95	4.7	-
乙醇	240.75	6.148	-
R113	214.06	3.439	0.9
R601	196.5	3.36	0
己烷	234.7	3.058	0
环己烷	280.5	4.075	0

否值得回收的一个重要指标^[14]。

3.1 冲渣水系统的结果分析

以 90 ℃ 高炉冲渣水为热源，研究了选用表 3 中 10 种工质时 ORC 蒸发温度、冷凝温度和过热度对系统循环净输出功率、热效率和焓效率的影响。图 2 为系统热效率、焓效率和循环净输出功率随蒸发温度的变化。可见，热效率和焓效率均随蒸发温度的升高而提高，其中 R601 表现最佳：当蒸发温度为 80 ℃ 时，其热效率和焓效率分别达到 9.75% 和 63.88%。以窄点温差法为计算方法，结果表明：循环净输出功率随蒸发温度的升高先增大后减小，在蒸发温度为 60 ℃ 时，所有工质的循环净输出功率达到最大值，其中工质 R227ea 的最大循环净输出功率为 5 427.2 kW，其次是 RC318 和 R134a，最大循环净输出功率分别为 5 339.8 kW 和 5 316.1 kW。

图 3 为热效率、焓效率和循环净输出功率随工质冷凝温度的变化。可以看出，3 个指标均随冷凝温度的升高而减小。这是因为在工质质量流量不变的情况下，系统中工质在膨胀机出口的焓值增加，导致膨胀机焓降减小，从而造成系统净输出功率降低，降幅最大达 70.27% (工质为 R227ea)。

图 4 为热效率、焓效率和循环净输出功率随工质过热度的变化。除 R134a 和 R152a 的热效率和焓效率随过热度的增加而提高外，其他工质的热效率和焓效率均随过热度的增加呈降低趋势。因为不同工质的系统热效率和焓效率受循环净输出功率和系统吸热量的影响不同，但均随过热度增加而小幅变化。在过热状态下，工质

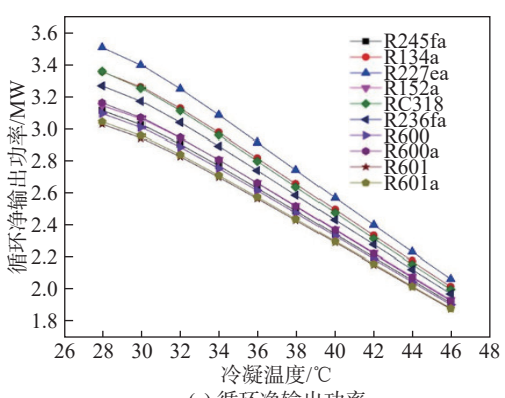
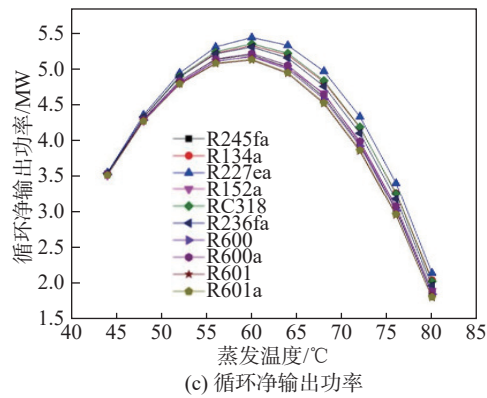
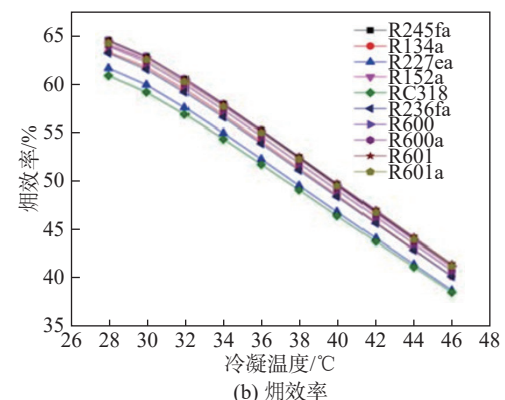
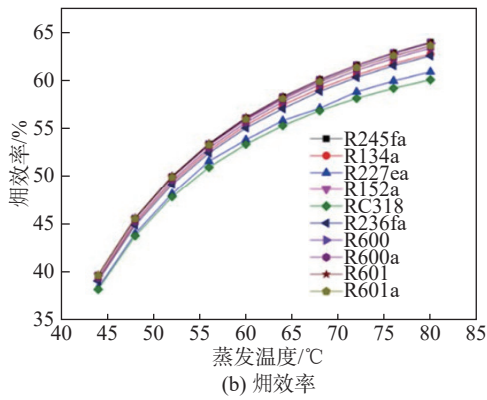
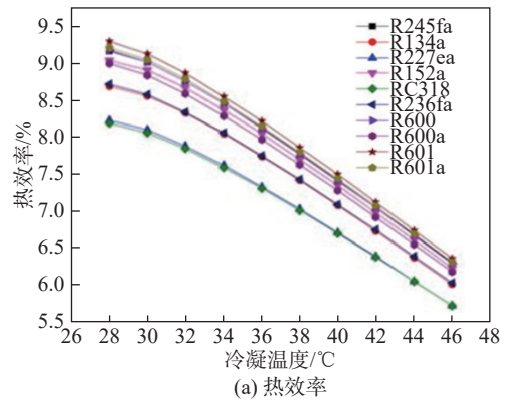
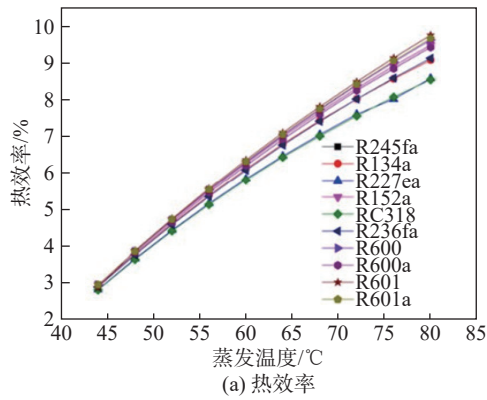


图 2 选用 10 种工质时热力学性能随蒸发温度的变化
 Fig.2 Effect of evaporating temperature on ORC thermodynamic performance of 10 working mediums

图 3 选用 10 种工质时热力学性能随冷凝温度的变化
 Fig.3 Effect of condensing temperature on ORC thermodynamic performance of 10 working mediums

R134a 和 R152a 温度每升高 1 °C, 相应比焓的增加量高于其他工质, 导致 R134a 和 R152a 在过热度增加时, 单位质量工质的膨胀机做功大于其他工质, 且循环净输出功率的增加量大于因工质质量流量减小造成的循环净输出功率减小量, 所以 R134a 和 R152a 的循环净输出功率增加。而其他工质循环净输出功率均呈减小趋势, 因为随

着过热度的提高, 膨胀机焓降增大, 但循环输出功率增加量不及因工质质量流量减小造成的循环净输出功率减少量。因此, R134a 和 R152a 工质的过热状态比焓增量决定了图 4 的变化趋势。

为探究非共沸工质的热力学性能, 以循环净输出功率为指标, 筛选出循环净输出功率最大的工质。在工质 R227ea、R134a、RC318、R236fa、

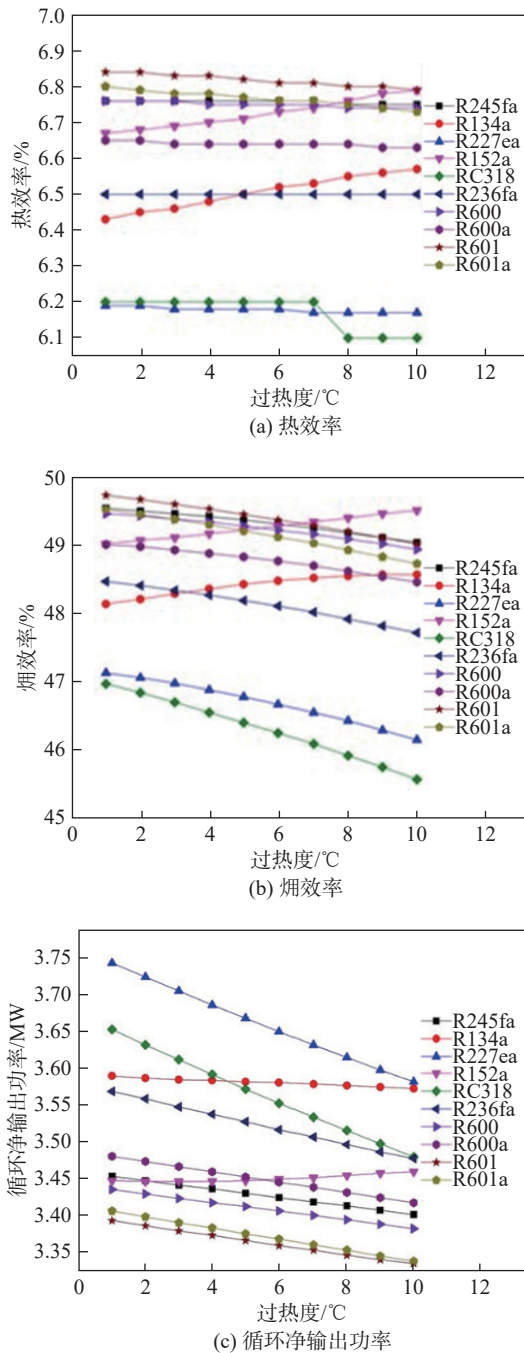


图4 选用10种工质时热力学性能随过热度的变化

Fig. 4 Effect of superheat on ORC thermodynamic performance of 10 working mediums

R245fa、R600a中,具有最大循环净输出功率的为工质R227ea,因此以R227ea为基础组成的二元非共沸工质具有较大的做功潜力。计算R134a、RC318、R236fa、R245fa、R600a等5种工质分别与R227ea组成的二元非共沸工质在相

同热源条件下的热力学性能随工质组分的变化趋势,结果如图5所示。

从图5中可以看出,所有二元非共沸工质的最大循环净输出功率和最大焓效率均优于单组分工质。在蒸发温度为70℃、冷凝温度为38℃,工质过热度为5℃时,二元非共沸工质R227ea/R245fa(质量比1:1)的表现最优:最大循环净输出功率达到4336kW,相对于R227ea和R245fa的分别提高了18.24%和26.41%;其焓效率达到56.37%,相对于R227ea和R245fa分别提高了20.50%和14.18%。根据温度滑移理论,二元非共沸工质在相变过程中温度是变化的,所以可以利用这个性质在蒸发段和冷凝段减小换热温差带来的不可逆损失,以提高焓效率。因此,二元非共沸工质需具备露点温度和泡点温度分别接近冷凝温度和蒸发温度的性质。

3.2 中温空气系统的结果分析

通过分析高炉冲渣水ORC系统,发现固定热源下,工质过热度对系统性能的影响较小,因此以250℃中温空气为热源,仅研究选用表4中6种纯工质时ORC蒸发温度和冷凝温度对热效率、焓效率和循环净输出功率的影响。以各种有机工质的吸热量相同为前提,图6为热效率、焓效率和循环净输出功率随蒸发温度的变化情况。可见,所有工质的系统热效率和焓效率均随蒸发温度的升高而升高,其中乙醇表现最佳:当蒸发温度为195℃时,其热效率和焓效率分别达到22.15%和70.98%。基于窄点温差理论,每种有机工质的吸热量是相同的,因此有机工质的质量流量和蒸发温度是相互影响的,蒸发温度越高质量流量越小。工质R601蒸发温度的升高,使得有机工质在汽轮机入口和出口的焓差显著增大,导致循环净输出功率的增加量远远大于因工质质量流量减小造成的循环净输出功率的减小量,因此循环净输出功率显著增大。除R601的循环净输出功率逐渐增加外,其他工质的循环净输出功率均随蒸发温度的升高而减小,说明工质R601因蒸发温度提高,膨胀机焓降增加导致的循环净输出功率的增加量大于因工质质量流量减小造成的循环净输出功率的减小量,其他工质则相反,且R601的表现明显优于其他工质。

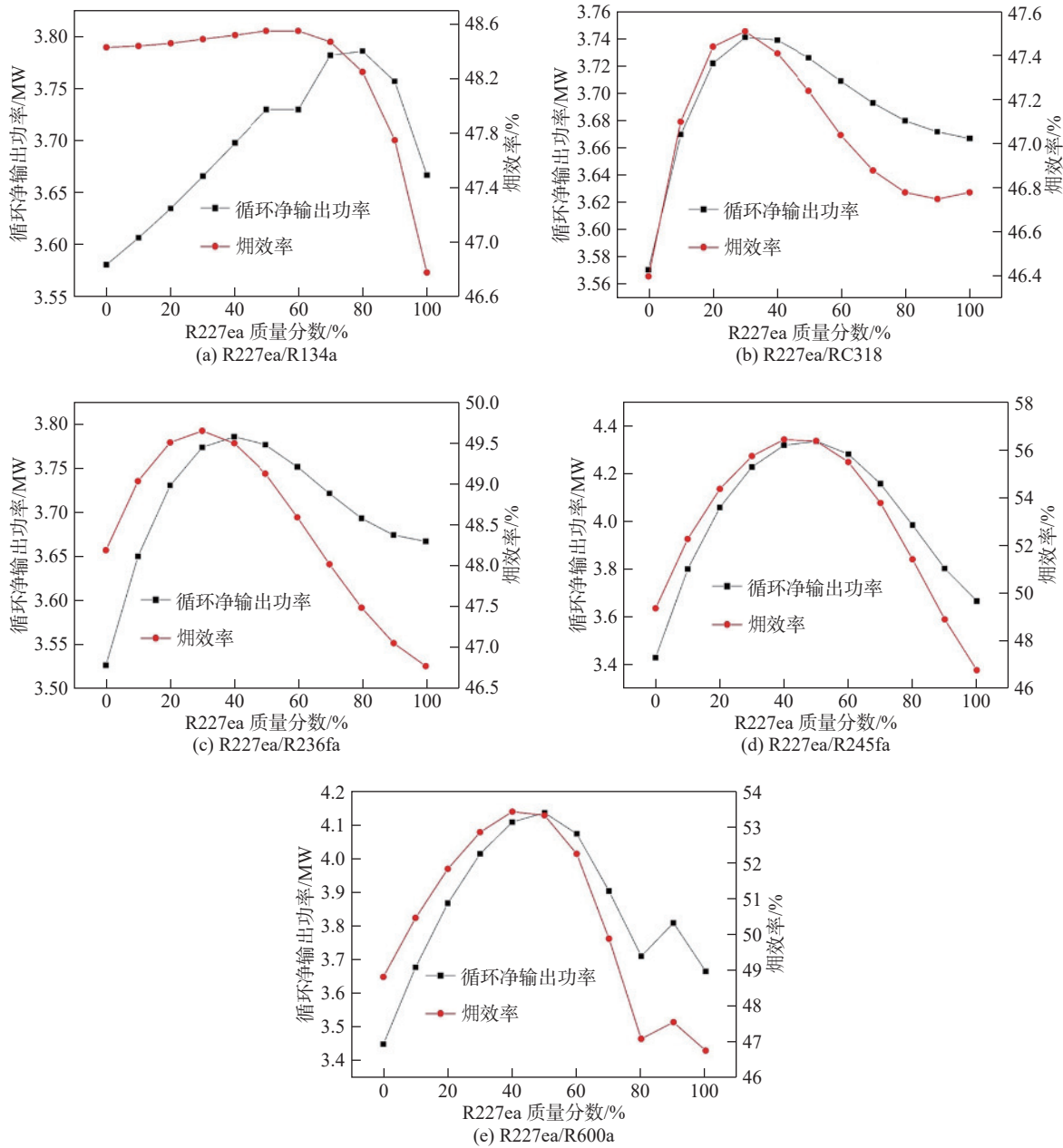


图 5 5 种二元非共沸工质的热力学性能随组分变化

Fig. 5 Effect of components on ORC thermodynamic performance of five binary non-azeotrope working fluids

以各种有机工质的质量流量不变为前提, 图 7 为系统热效率、焓效率和循环净输出功率随工质冷凝温度的变化。随着冷凝温度的升高, 所有工质的系统热效率、焓效率和循环净输出功率均减小。因为在系统工质质量流量不变的情况下, 工质在膨胀机出口的焓值增加, 导致膨胀机焓降减小, 造成系统循环净输出功率降低, 且降幅最大达 16.30%(工质为 R601)。

利用与冲渣水为热源时相同的分析方法筛选出循环净输出功率最大的纯工质 R601、R113 和己烷组成的二元非共沸工质。图 8 为系统热力学性能随工质组分的变化。可见, 所有二元非共沸工质的最大循环净输出功率均没有超过工质 R601, R601/己烷(质量比 9:1)具有最大的焓效率, 为 65.02%, 相对于 R601 和己烷分别提高了 1.50% 和 3.01%。

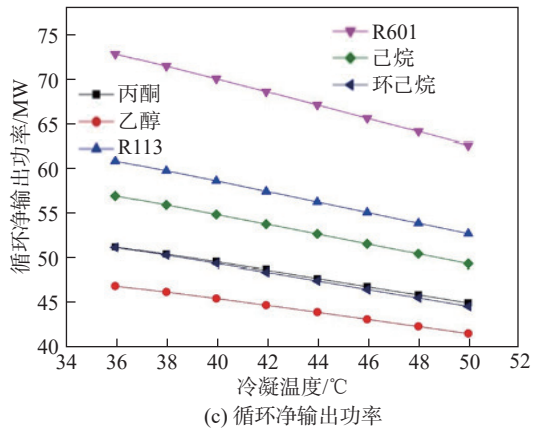
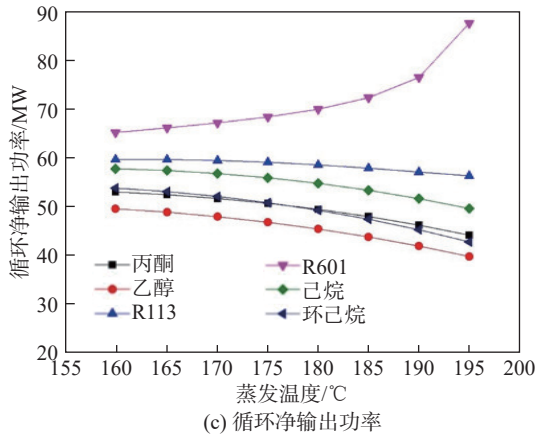
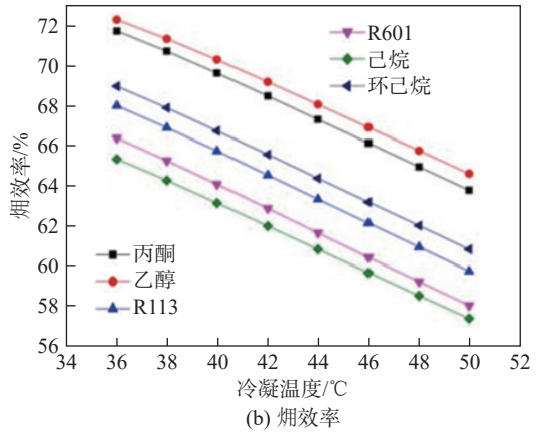
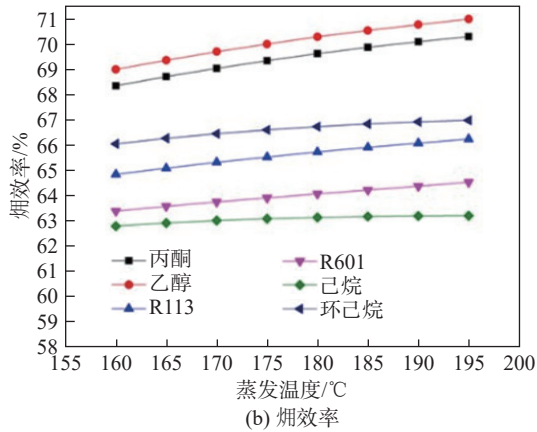
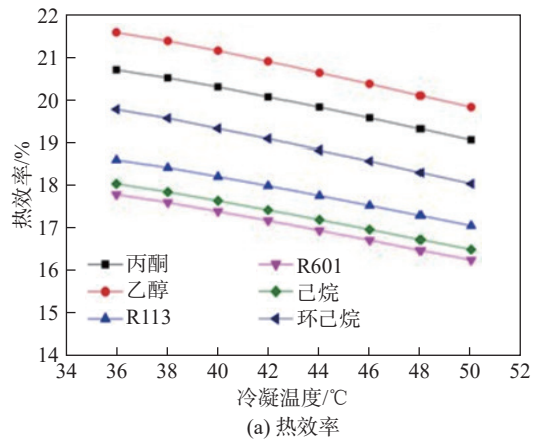
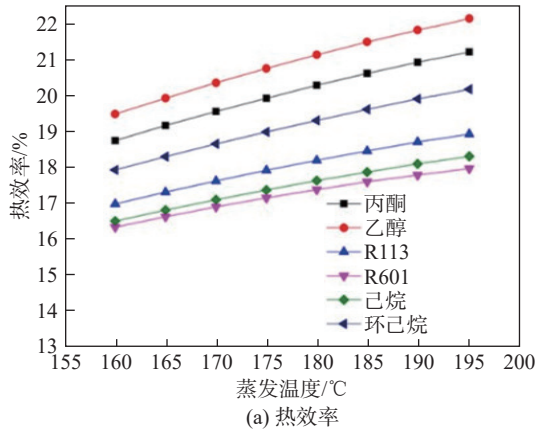


图 6 选用 6 种工质时热力学性能随蒸发温度的变化

Fig. 6 Effect of evaporating temperature on ORC thermodynamic performance of 6 working mediums

图 7 选用 6 种工质时热力学性能冷凝温度的变化

Fig. 7 Effect of condensing temperature on ORC thermodynamic performance of 6 working mediums

4 结论

(1) 在以高炉冲渣水为热源的 ORC 系统中, 10 种工质的循环净输出功率均随蒸发温度的升

高先增大后减小, 且在蒸发温度为 60 °C 时达到最大值。当冷凝温度为 30 °C、工质过热度为 5 °C 时, 工质 R227ea 的最大循环净输出功率为 5 427.2 kW。

(2) 在以 R227ea 为基础构建的 5 种二元非共

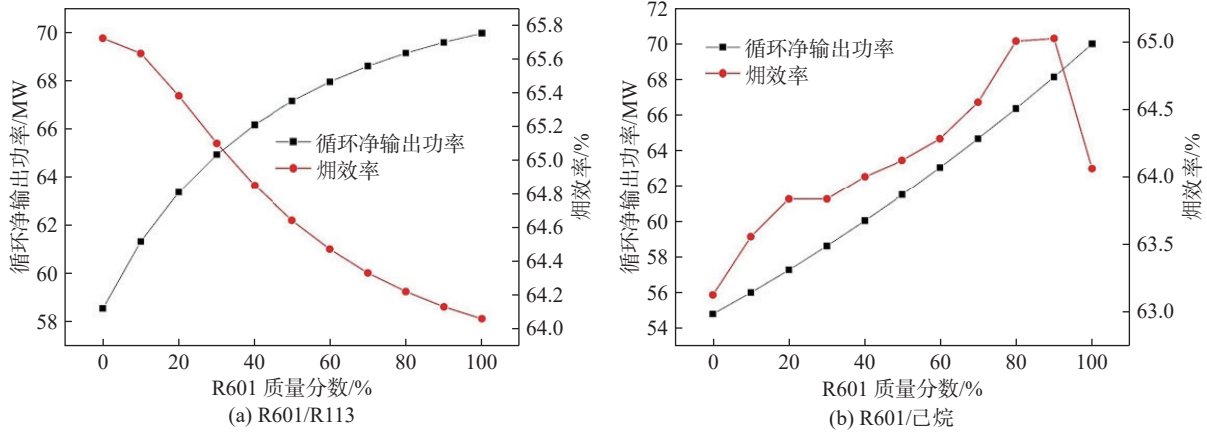


图 8 2 种二元非共沸工质的热力学性能随组分的变化

Fig. 8 Effect of components on ORC thermodynamic performance of two binary non-azeotropic working fluids

沸混合工质中, R227ea/R245fa(质量比 1:1)最优: 当冷凝温度为 38 °C 时, 其最大循环净输出功率达到 4 336 kW, 相对于 R227ea 和 R245fa 的分别提高了 18.24% 和 26.41%; 其焓效率达到 56.37%, 相对于 R227ea 和 R245fa 的分别提高了 20.50% 和 14.18%。

(3) 在以中温空气热源为热源的 ORC 系统中, 除 R601 的循环净输出功率逐渐增加外, 其他工质的循环净输出功率均随着蒸发温度的升高而减小。在相同运行参数下, 以 R601 为基础构建的 3 种二元非共沸混合工质的循环净输出功率都不及 R601 的, 说明混合工质对 ORC 系统性能的改善程度会因选取的热源温度不同而不同, 纯工质的热力性能会优于混合工质的。

参考文献:

[1] LIU J X, YU Q B, PENG J Y, et al. Thermal energy recovery from high-temperature blast furnace slag particles[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2015, 69: 23 – 28.

[2] CHOI H W, NA S I, HONG S B, et al. Optimal design of organic Rankine cycle recovering LNG cold energy with finite heat exchanger size[J]. *Energy*, 2021, 217: 119268.

[3] 于立军, 朱亚东, 吴元旦. 中低温余热发电技术 [M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2015.

[4] ABADI G B, YUN E, KIM K C. Experimental study of a 1 kW organic Rankine cycle with a zeotropic mixture of R245fa/R134a[J]. *Energy*, 2015, 93: 2363 – 2373.

[5] HEBERLE F, PREIBINGER M, BRÜGGEMANN D.

Zeotropic mixtures as working fluids in organic Rankine cycles for low-enthalpy geothermal resources [J]. *Renewable Energy*, 2012, 37(1): 364 – 370.

[6] ANGELINO G, DI PALIANO P C. Multicomponent working fluids for organic Rankine cycles (ORCs)[J]. *Energy*, 1998, 23(6): 449 – 463.

[7] 鲍军江, 赵力. 非共沸工质有机朗肯循环的热力学分析 [J]. *工程热物理学报*, 2014, 35(8): 1479 – 1483.

[8] ZARE V. A comparative exergoeconomic analysis of different ORC configurations for binary geothermal power plants[J]. *Energy Conversion and Management*, 2015, 105: 127 – 138.

[9] YUE C, HAN D, PU W H, et al. Thermal matching performance of a geothermal ORC system using zeotropic working fluids[J]. *Renewable Energy*, 2015, 80: 746 – 754.

[10] 张历华, 吴俐俊, 胡颖然, 等. 钢铁企业中低温烟气发电系统的比较和优化 [J]. *热能动力工程*, 2013, 28(3): 257 – 261, 323 – 324.

[11] 王小柳, 吴俐俊, 张晓君, 等. 非共沸工质与纯工质在 ORC 系统中的特性比较研究 [J]. *热能动力工程*, 2017, 32(5): 37 – 43.

[12] JAAFARI R, RAHIMI A B. Determination of optimum organic Rankine cycle parameters and configuration for utilizing waste heat in the steel industry as a driver of receive osmosis system[J]. *Energy Reports*, 2021, 7: 4146 – 4171.

[13] 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.

[14] IMRAN M, PARK B S, KIM H J, et al. Thermo-economic optimization of regenerative organic Rankine cycle for waste heat recovery applications[J]. *Energy Conversion and Management*, 2014, 87: 107 – 118.