

文章编号:0253-4339(2019)06-0159-07

doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2019.06.159

不同工质对有机朗肯循环系统的热力性能影响

刘庆庆 陶乐仁 黄理浩

(上海理工大学能源与动力工程学院 上海 200093)

摘要 本文以 R11、R123、R245fa、R600 及 R600a 作为有机朗肯循环工质,在低温余热热源温度一定时,分别在蒸发温度为 85~145℃,冷凝温度为 25~45℃ 工况下对系统进行热力性能研究,对比的性能参数包括:循环比功、比净功、系统热效率及系统焓损失。结合有机工质的环保性、热物性及系统热经济性对工质进行综合评价,发现 R600 的焓效率最高,不可逆损失最少,故选取 R600 作为工质最佳;蒸发温度为 110~140℃,冷凝温度为 25℃ 时,系统性能达到最优。

关键词 有机朗肯循环;有机工质;性能参数;蒸发温度;冷凝温度

中图分类号:TK115;TK61⁺1

文献标识码:A

Effects of Working Fluids on Thermal Performance of Organic Rankine Cycle System

Liu Qingqing Tao Leren Huang Lihao

(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China)

Abstract In the organic Rankine cycle system, the influence of different working fluids on the thermal performance of the system has always been an important direction of research. R11, R123, R245fa, R600 and R600a are used as organic Rankine cycle's working fluids in this paper, when the temperature of the low temperature waste heat source is constant, the system thermal performance was studied under the conditions of evaporation temperature of 85-145℃ and condensation temperature of 25-45℃. The comparative performance parameters include: cycle specific work, specific net work, system thermal efficiency, and system exergy loss. The working fluids were comprehensive evaluated in combination with environmental protection, thermal properties and system thermal economy of organic working fluids, the results showed that R600 had the highest efficiency and the least irreversible loss, so the refrigerant R600 is selected as the best working fluid. The optimal system performance reaches when the evaporation temperature is 110-140℃ and the condensation temperature is 25℃.

Keywords organic Rankine cycle; organic working fluids; performance parameters; evaporation temperature; condensation temperature

有机朗肯循环(organic Rankine cycle, ORC)系统利用工业生产余热及废热作为热源,低沸点有机物作为循环工质,可以将低品位热能转换为高品位电能^[1-4]。

对于有机朗肯发电系统,选择合适的工质是优化系统性能的基础^[5-7],常用于低温余热发电系统的工质有氟利昂、烷烃、混合有机物。

国内使用低沸点有机物作为循环工质,将低品位热能转换为高品位电能的技术起步较晚,相关文献较少。韩中合等^[8]采用对比的方法分析了 R600、R600a 以及 R245fa 等 9 种工质对低温余热太阳能 ORC 发电系统性能的影响,得出当以 R245fa 作为工质时,系统总焓损失较小,热效率和焓效率较高, R236fa 和 R236ea 也具有较为良好的热力性能。Guo

T. 等^[9]以换热面积和输出功作为评价指标,对低温地热的热电联产系统进行研究,发现 R141b、E170、R600 为适用工质。王辉涛等^[10]采用焓分析法分析了 10 种有机工质对中低温地热有机朗肯循环发电系统热力性能的影响,得出在中低温地热有机朗肯循环发电系统中, R227ea 为最佳工质。

国外对有机朗肯循环发电系统的理论研究主要集中于工质选择。V. Maizza 等^[11]以循环热效率作为评价指标,对 20 种不同工质进行分析,发现系统循环热效率均随着各工质冷凝温度的降低而提高。Dai Yiping 等^[12]在余热温度为 145℃ 的系统中对有机工质进行热力分析,得出 R236ea 为 ORC 最佳工质。R. Rayegan 等^[13]针对太阳能 ORC 发电系统,在蒸发温

度分别为 80 °C 和 130 °C 两种工况下,对 117 种工质进行了对比研究。M. Khennich 等^[14]在以 100 °C 低温工业余热回收为前提,分别将 ORC 系统输出功率最大和换热器的总热导率最小作为研究目标,对 5 种工质进行对比,结果表明 R141b 作为循环工质时,系统综合性能最优。M. Chys 等^[15]采用优化算法对 R601a/R600a 等 11 种混合工质的最佳组分分别进行研究,结果表明特定组合的混合工质比纯工质的输出功率更高。H. C. Jung 等^[16]通过对混合工质 R601a/R600a 研究分析,同样得出混合工质输出功率更高。

综上所述,工质选择时,系统的评价性能指标众多,大部分学者在选取最佳工质时,一般选取 2 或 3 个作为评价性能指标,但仍不能全面的反应系统的综合性能。因此,本文以有机物 R11、R123、R245fa、R600 及 R600a 作为有机朗肯循环工质,在给定温度的低温余热热源前提下,选取循环比功、比净功、系统热效率、系统焓损失作为性能参数,分别在蒸发温度为 85~145 °C,冷凝温度为 25~45 °C 对系统进行热力分析。

1 实验原理及操作

1.1 实验原理

有机朗肯循环是以低沸点有机工质为循环工质的朗肯循环。低温余热有机朗肯循环发电系统主要由蒸发器、膨胀机、冷凝器、工质泵等主要设备组成,原理如图 1 所示,温熵图如图 2 所示。

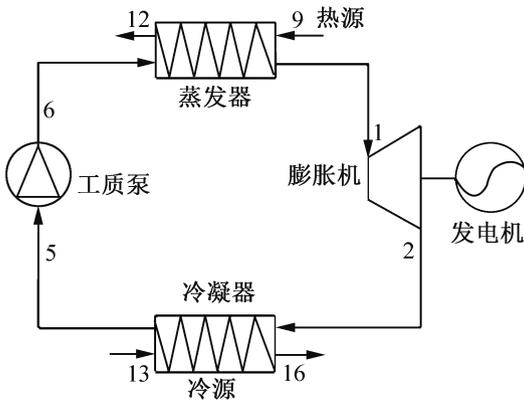


图 1 有机朗肯循环工作原理

Fig.1 The principle of organic Rankine cycle

理想的有机朗肯循环系统包括等压加热、等熵膨胀、等压冷凝、等熵压缩 4 个主要热力过程。有机工质在工质泵的动力作用下进入蒸发器经高温热源等压加热,生成高温高压的有机蒸气,随后高压蒸气进入透平实现等熵膨胀,带动发电机发电。膨胀后的低压蒸气进入冷凝器与冷源换热完成等压冷凝,变为低

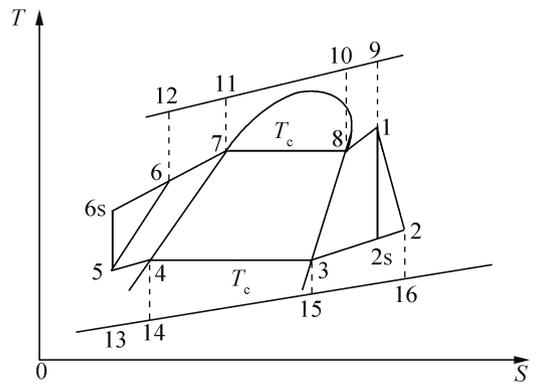


图 2 有机朗肯循环 T-S 图

Fig.2 T-S diagram of organic Rankine cycle

温低压的液态由工质泵吸入后实现等熵压缩,重新进行下一次循环。

1.2 实验操作

低温热蒸汽有机朗肯循环系统如图 3 所示。系统加热热源为 2 MPa 饱和和蒸气,是系统运行的动力来源。蒸气加热有机工质,使其蒸发,变成高温高压的气体,经过过热器,保证进入机头工质蒸气不带液,高温高压气体驱动膨胀机旋转,并带动发电机发电后,进入冷凝器,被冷却水降温冷凝成液体工质。再通过工质泵将其运输到蒸发器中再次蒸发,重复循环。表 1 所示为实验装置参数范围。

表 1 实验参数范围

Tab.1 Experiment parameterrange

参数	范围	测量误差
压力变送器/MPa	-0.1~100	±0.25% FS
质量流量计/(kg/h)	300~8 000	0.2 级
电磁流量计/(m ³ /h)	0~1	±0.3%
温度计 (Pt100)/°C	0~200	±0.06%
功率计/kW	0~24	±(0.2%读数+0.2%量程)

蒸气管路设置流量调节阀,控制膨胀机入口工质压力;过热器使用蒸汽控制入口温度;冷却水的温度控制工质的冷凝压力,即工质膨胀机出口压力;冷却水泵变频调节,控制冷凝器冷却水流量;冷媒泵通过变频调节控制系统管路工质流量;为获得蒸气侧的换热量,需稳定控制蒸气流量,测量冷凝水流量,最后计算换热量。

2 实验分析

2.1 循环分析基本方程

整个系统包括汽轮机、冷凝器、工质泵、蒸发器等

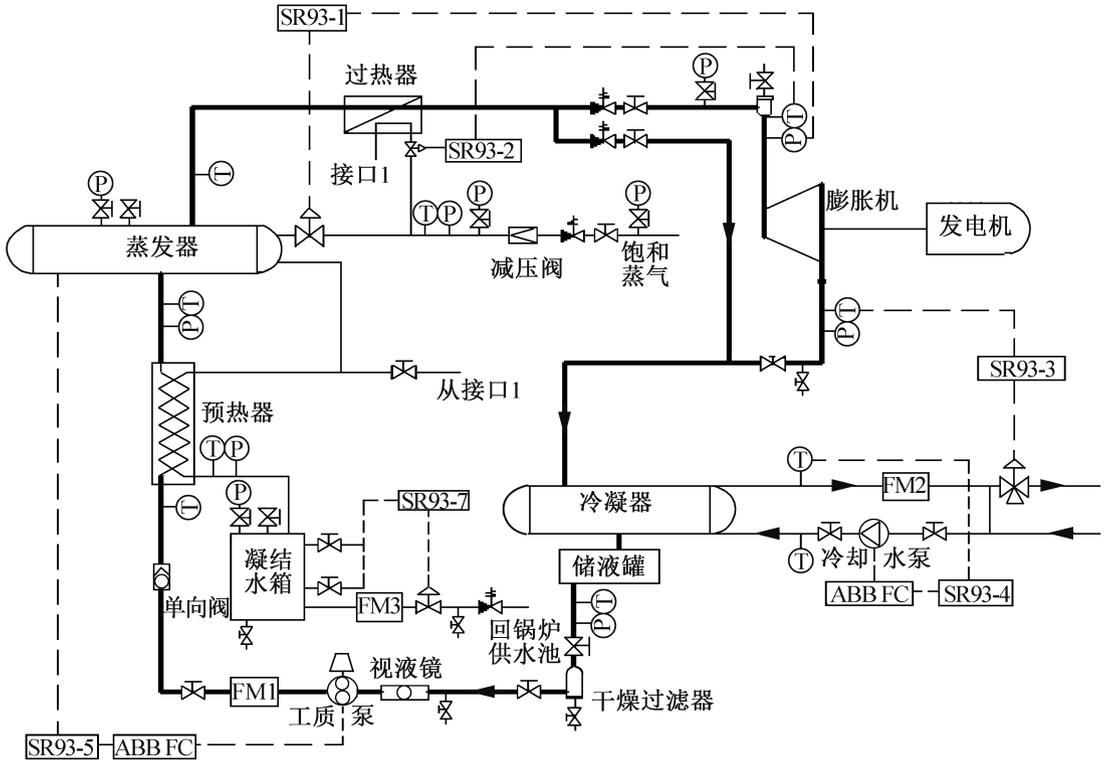


图 3 低温热蒸汽有机朗肯循环系统

Fig.3 Organic Rankine cycle system of low temperature hot steam

其他系统辅助部件,其理论循环温熵图如图 2 所示,式中出现的各个状态点已在图 2 中标出。

1) 工质等压吸热过程(6-7-1)

液态低沸点有机工质在蒸发器中与热源装置提供的蒸汽进行换热,得到过热蒸气。实验前对蒸发器进行热平衡标定,换热量等于工质质量流量和进出口焓差的乘积。蒸发器换热量为:

$$Q_{evp} = c_d m_d (T_8 - T_{10}) + \gamma = \dot{m} (h_1 - h_6) \quad (1)$$

式中: Q_{evp} 为蒸发器的换热量, kW; m_d 为工质质量流量, kg/s; \dot{m} 为工质质量流量, kg/s; γ 为热源潜热量, kW; c_d 为工质比热容, kJ/(kg·K)。

蒸发器中,工质和热源废热进行换热,焓平衡方程为:

$$E_6 + E_H = E_1 + I_e \quad (2)$$

式中: E_6 为蒸发器工质侧入口焓, kJ; E_H 为热源提供的热量焓, kJ; E_1 为蒸发器工质侧出口焓, kJ; I_e 为蒸发器的焓损失, kJ。

根据焓和热量焓定义,可得:

$$E_6 = \dot{m} [h_6 - h_0 - T_0 (s_6 - s_0)] \quad (3)$$

$$E_1 = \dot{m} [h_1 - h_0 - T_0 (s_1 - s_0)] \quad (4)$$

$$E_H = Q_{evp} \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) = Q_{evp} \left(1 - \frac{T_0}{T_7 + \Delta T_{evp}}\right) \quad (5)$$

将式(3)~式(5)代入式(2),整理得:

$$I_e = \dot{m} T_0 \left[(s_1 - s_6) - \frac{(h_1 - h_6)}{T_7 + \Delta T_{evp}} \right] \quad (6)$$

式中: ΔT_{evp} 为蒸发器中传热温差, °C; T_H 为高温热源温度, °C; T_0 为环境温度, °C。

2) 汽轮机实际做功过程(1-2)

汽轮机的等熵效率:

$$\eta_s = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (7)$$

汽轮机输出功:

$$W_s = \dot{m} (h_1 - h_2) \quad (8)$$

汽轮机的焓平衡方程:

$$E_1 = E_2 + W_s + I_q \quad (9)$$

式中: E_1 为蒸发器工质侧出口(即汽轮机入口)焓, kJ; E_2 为汽轮机出口焓, kJ; W_s 为汽轮机输出功, kJ; I_q 为汽轮机的焓损失, kJ。

$$E_2 = \dot{m} [h_2 - h_0 - T_0 (s_2 - s_0)] \quad (10)$$

将式(4)、式(8)、式(10)代入式(9),整理得:

$$I_q = \dot{m} T_0 (s_2 - s_1) \quad (11)$$

3) 工质等压冷凝过程(2-5)

冷凝器换热量:

$$Q_{con} = \dot{m} (h_2 - h_5) \quad (12)$$

冷凝器中焓平衡方程:

$$E_2 = E_5 + E_c + I_c \quad (13)$$

式中: E_5 为冷凝器出口工质侧的焓, kJ; E_c 为冷凝器中工质向冷源向冷源释放出的热量焓, kJ; I_c 为冷凝器的焓损失, kJ。

根据焓和热量焓定义, 可得:

$$E_5 = \dot{m} [h_5 - h_0 - T_0(s_5 - s_0)] \quad (14)$$

$$E_c = Q_{con} \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right) = Q_{con} \left(1 - \frac{T_0}{T_5 - \Delta T_{con}}\right) \quad (15)$$

式中: ΔT_{con} 为冷凝器中的传热温差, $^{\circ}\text{C}$; T_c 为低温冷凝热力学温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

将式(10)、式(14)、式(15)代入式(13):

$$I_c = \dot{m} T_0 \left[(s_5 - s_2) - \left(\frac{h_5 - h_2}{T_5 - \Delta T_{con}} \right) \right] \quad (16)$$

4) 工质泵压缩过程(5-6)

工质泵消耗的功率:

$$W_p = \dot{m} (h_6 - h_5) \quad (17)$$

工质泵的焓平衡方程:

$$E_5 = E_6 + W_p + I_p \quad (18)$$

工质泵压缩过程焓损失:

$$I_p = \dot{m} T_0 (s_6 - s_5) \quad (19)$$

系统净发电量:

$$W_{net} = W_s - W_p \quad (20)$$

根据热力学第一定律, 系统的热效率为:

$$\eta_{热} = \frac{W_{net}}{Q_{evp}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_6 - h_5)}{(h_1 - h_6)} = 1 - \frac{h_2 - h_5}{h_1 - h_6} \quad (21)$$

系统总焓损失:

$$I_{sys} = I_e + I_q + I_c + I_p \quad (22)$$

系统焓:

$$E_{sys} = I_{sys} + W_{net} \quad (23)$$

系统焓效率:

$$\eta_{sys} = \frac{W_{net}}{E_{sys}} = \frac{W_{net}}{I_{sys} + W_{net}} \quad (24)$$

2.2 实验结果及分析

有机工质的热物性对低温有机朗肯循环系统热力性能有很大影响, 综合有机工质的各种性能特点筛选出最佳有机工质, 使有机朗肯循环具有较优的循环特性及较高的经济性, 从而提高低品位热能的阶梯利用效率。根据国内外对有机朗肯循环工质的研究, 总结分析了 R123、R245fa、R11、R600、R600a 这 5 种有机工质, 其工作参数如表 2 所示, 热源类型为低温余热蒸气。

图 4 所示为冷凝温度为 35°C 时, 蒸发温度对系统性能的影响。比净功指单位质量工质所做的功, 由 4(a) 可知, 冷凝温度一定, 随着蒸发温度的升

高, 各工质的比净功逐渐升高, 但增加速度减慢。根据式(19)和式(20)可知, 随蒸发温度的提高, 膨胀机对外做功逐渐增加, 但泵的功耗也随之增加, 且泵功耗的增加速度高于膨胀机对外做功的增加速度, 因此在两者的基础上, 工质的比净功出现增长趋势越来越慢的现象。但个别工质在蒸发温度增至其临界温度时, 比净功会有所下降, 如 R600、R600a、R245fa 分别在蒸发温度为 135°C 、 123°C 、 132°C 以后比净功出现减小的趋势, 这是由于工质在临界温度时其热力特性发生变化造成的。因此, 当以最大比净功作为评价性能指标时, 选取 R600a 作为循环物质最优, R600 次之。

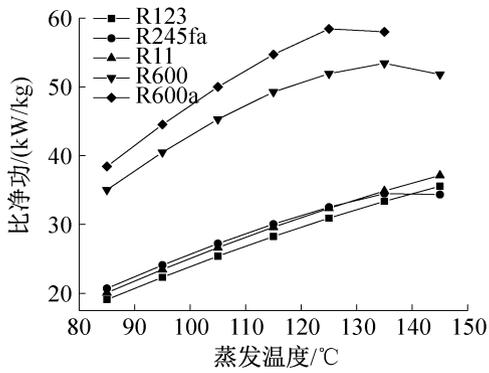
表 2 计算参数设定值

Tab.2 Calculate parameter settings

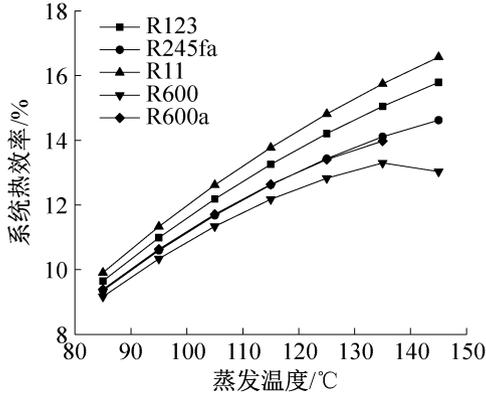
工作参数	数值设定
热源进口温度 $T_h/^{\circ}\text{C}$	90~150
工质泵效率 η_p	0.8
膨胀机机械效率 η_m	0.9
膨胀机绝热效率 η_i	0.8
蒸发器窄点温差 ΔT_p	5
冷凝器传热温差 $\Delta T_{con}/^{\circ}\text{C}$	5
环境温度 $T_0/^{\circ}\text{C}$	30

系统热效率等于输出功和吸热量的比值, 由图 4(b) 可知, 冷凝温度一定, 随着蒸发温度的升高, 系统热效率逐渐增加, 且增加速率越来越小。根据式(1)、式(20)及式(21)可知, 随着蒸发温度的升高, 单位质量的工质吸热量和净功均有所增加, 但净功的增加速度低于吸热量的增加速度, 故系统热效率出现增长速度越来越慢。但工质 R600、R600a、R245fa 分别在蒸发温度为 135°C 、 123°C 、 132°C 以后比净功出现减小的趋势, 根据系统热效率的定义可知, 系统热效率随之降低。因此, 当以最大系统热效率作为评价性能指标时, 选取 R11 作为循环物质最优, R123 次之。

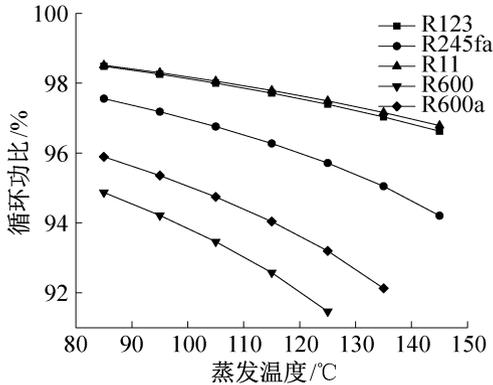
工质的循环功比表示有机朗肯循环净输出功与系统膨胀机输出功的比值, 其大小说明了循环功量的利用率, 即当循环功比越大时, 系统的循环功量利用率越高。由图 4(c) 可知, 循环功比随蒸发温度的升高而下降。根据式(19)可知, 随着蒸发温度的升高, 工质泵功耗也随之增加。因此, 当以最大循环功比作为评价性能指标时, 选取 R11 作为循环物质最优, R123 次之。



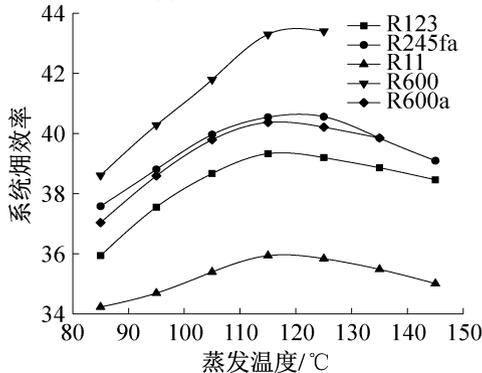
(a) 比净工的变化



(b) 系统热效率的变化



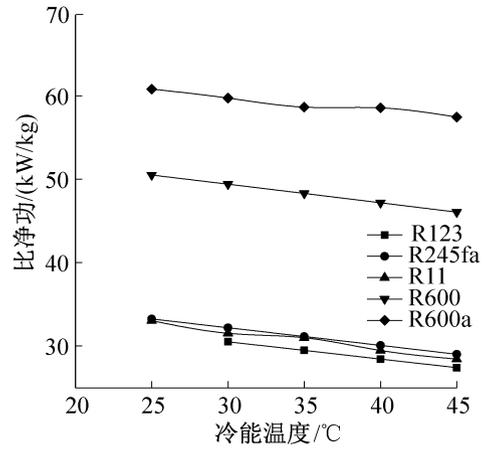
(c) 循环功比的变化



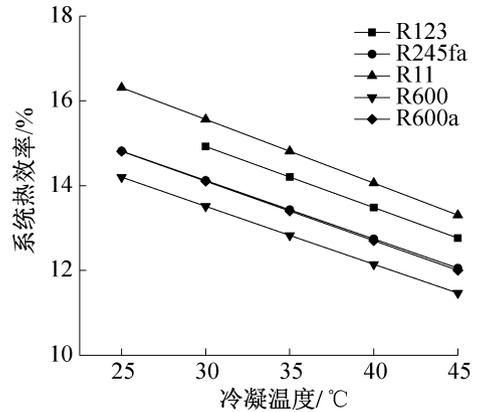
(d) 系统焓效率的变化

图 4 蒸发温度对系统性能的影响 ($T_c = 35\text{ }^\circ\text{C}$)

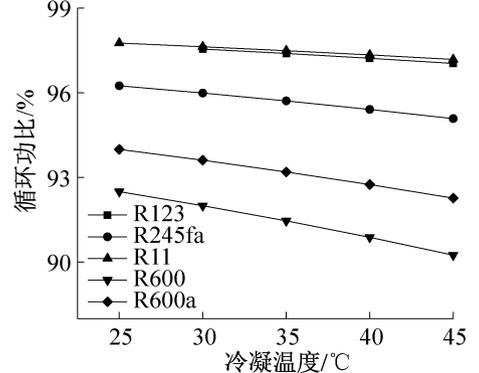
Fig.4 Effect of evaporation temperature on system performance ($T_c = 35\text{ }^\circ\text{C}$)



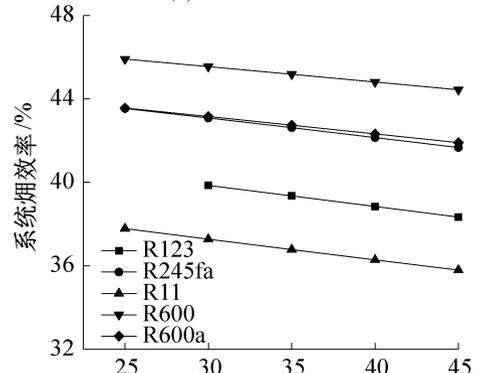
(a) 比净工的变化



(b) 系统热效率的变化



(c) 循环功比的变化



(d) 系统焓效率的变化

图 5 冷凝温度对系统性能的影响 ($T_e = 125\text{ }^\circ\text{C}$)

Fig.5 Influence of condensation temperature on system performance ($T_e = 125\text{ }^\circ\text{C}$)

系统焓效率等于输出功和总能的比值。由图 4 (d) 可知,随着蒸发温度的升高,各工质的系统焓效率先增大后减小,即各工质均存在一最佳蒸发温度使系统焓效率取得最大值。根据式(24)可知,系统焓效率与净输出功和焓损失有关,当蒸发温度升高时,净输出功和焓损失均增加,所以在两者的综合作用下,系统焓效率出现先增大后减小的趋势。因此,当以最大系统焓效率作为评价性能指标时,选取 R600 作为循环物质最优,R245fa 次之。

图 5 所示为蒸发温度为 125 °C 时,冷凝温度对系统性能的影响。由图 5 可知,随着冷凝温度的升高,比净功、系统热效率、循环功比和系统的焓效率均下降。当蒸发温度不变时,随着冷凝温度的升高,系统的输出功减少,泵功耗增大,冷凝器的传热温差增大,不可逆损失增大,所以各项指标均出现下降的趋势。

3 结论

工质的选择对有机朗肯循环系统热力性能的提高具有重要意义,本文结合有机工质的环保性、热物性及系统热经济性对工质进行综合评价,结果表明:

1) 选取有机物 R11、R123、R245fa、R600 及 R600a 作为循环工质,以冷凝温度和蒸发温度为变量进行对比分析。得出仅考虑系统的热经济性,选取制冷剂 R11 为最佳,但 R11 对大气臭氧层破坏严重,不宜取用;若综合考虑工质的环保性及热物性,选取制冷剂 R600 为最佳,且 R600 的焓效率最高,不可逆损失最少。

2) 当冷凝温度一定时,系统性能曲线表明存在一最佳蒸发温度,使系统达到最优值,且该最佳蒸发温度出现在 110~140 °C 区间内;当蒸发温度一定时,系统综合性能基本随着工质冷凝温度的升高而下降。因此,为优化系统,选取蒸发温度为 110~140 °C,冷凝温度为 25 °C 最佳。

参考文献

[1] LI Xinguo, ZHAO Cuicui, HU Xiaochen. Thermodynamic analysis of organic Rankine cycle with ejector[J]. Energy, 2012, 42(1): 342-349.
[2] BOMBARDA P, INVERNIZZI C M, PIETRA C. Heat recovery from Diesel engines: a thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles[J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30(2/3): 212-219.
[3] 王汝金,张秀平,贾磊,等. 有机朗肯循环技术在低品位余热发电系统中的应用[J]. 电力需求侧管理,2011,13(5): 25-28.(WANG Rujin,ZHANG Xiuping, JIA Lei, et al. Application of organic Rankine cycle technology in low-

grade waste heat power generation system[J]. Demand Side Management, 2011,13(5): 25-28.)
[4] KASKA Ö. Energy and exergy analysis of an organic Rankine for power generation from waste heat recovery in steel industry[J]. Energy Conversion and Management, 2014, 77: 108-117.
[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] MAGO P J, CHAMRA L M, SOMAYAJI C. Performance analysis of different working fluids for use in organic Rankine cycles[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2007, 221(3): 255-264.
[7] TCHANCHE B F, PAPADAKIS G, LAMBRINOS G, et al. Fluid selection for a low-temperaturesolar organic Rankine cycle[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(11/12): 2468-2476
[8] 韩中合,叶依林,刘赞. 不同工质对太阳能有机朗肯循环系统性能的影响[J]. 动力工程学报,2012,32(3): 229-234.(HANG Zhonghe, YE Yilin, LIU Yun. Effects of different working media on the performance of solar organic Rankine cycle system[J]. Journal of Dynamic Engineering, 2012,32(3): 229-234.)
[9] GUO T, WANG H X, ZHANG S J. Fluids and parameters optimization for a novel cogeneration system driven by low-temperature geothermal sources[J]. Fuel and Energy Abstracts, 2011, 36(5): 2639-2649.
[10] 王辉涛,王华,葛众,等. 低温地热发电有机朗肯循环的优化[J]. 化工学报, 2011, 40(3): 19-23.(WANG Huitao,WANG Hua,GE Zhong, et al. Optimization of low temperature geothermal organic Rankine cycle [J]. CIESC Journal, 2011, 40(3): 19-23.)
[11] MAIZZA V, MAIZZA A. Unconventional working fluids in organic Rankine-cycles for waste energy recovery systems [J]. Applied Thermal Engineering, 2001, 21(3): 381-390.
[12] DAI Yiping, WANG Jiangfeng, LIN Gao. Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery[J]. Energy Conversion & Management, 2009, 50(3): 576-582.
[13] RAYEGAN R, TAO Y X. A procedure to select working fluids for solar organic Rankine cycles (ORCs) [J]. Renewable Energy, 2011, 36(2): 659-670.
[14] KHENNICH M, GALANIS N. Thermodynamic analysis and optimization of power cycles using a finite low-temperature heat source[J]. International Journal of Energy Research,

2012, 36(7): 871–885.

- [15] CHYS M, VAN DEN BROEK M, VANSLAMBROUCK B, et al. Potential of zeotropic mixtures as working fluids in organic Rankine cycles[J]. *Energy*, 2012, 44(1): 623–632.
- [16] JUNG H C, KRUMDIECK S. Analysis of zeotropic mixture in a geothermal organic Rankine cycle power plant with an air-cooled condenser [C]//Proceedings of the 35th New Zealand Geothermal Workshop: 2013 Proceedings. Rotorua, New Zealand, 2013.

通信作者简介

陶乐仁,男,博士,教授,上海理工大学能源与动力工程学院,

13916356948, E-mail: cryo307@163.com。研究方向:低温生物医学技术,细胞组织的低温保存,食品冷冻冷藏,药品和食品的冷冻干燥,传热传质强化,热工测试技术。

About the corresponding author

Tao Leren, male, Ph. D., professor, School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, +86 13916356948, E-mail: cryo307@163.com. Research fields: cryogenic biomedical technology, cryopreservation of cellular tissue, food refrigeration and freezing, freeze-drying of medicines and foods, enhanced heat and mass transfer, thermal testing technology.

(上接第 132 页)

- [16] LI Hangxin, GONG Guangcai, XU Chunwen, et al. Thermal and humid environment and moisture condensation characteristics of cold surfaces[J]. *Indoor and Built Environment*, 2014, 23(3): 474–484.
- [17] 赵荣义, 范存养, 薛殿华, 等. 空气调节[M]. 4 版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2008: 79–80. (ZHAO Rongyi, FAN Cunyang, XUE Dianhua, et al. *Air conditioning* [M]. 4th ed. Beijing: China Building Industry Press, 2008: 79–80.)

通信作者简介

龚光彩,男,教授,湖南大学土木工程学院,15084847517, E-mail: gcgong@hnu.edu.cn。研究方向:建筑节能,建筑环境模拟与控制(CFD 应用)。

About the corresponding author

Gong Guangcai, male, Ph. D., College of Civil Engineering, Hunan University, +86 15084847517, E-mail: gcgong@hnu.edu.cn. Research fields: building energy efficiency, building environment simulation and control (CFD application).