

DOI:10.11918/202005031

并联型热电联产系统的热力性能模拟

张承虎^{1,2}, 林己又^{1,2}, 谭羽非^{1,2}

(1. 哈尔滨工业大学 建筑学院, 哈尔滨 150006; 2. 寒地城乡人居环境科学与技术工业和信息化部重点实验室(哈尔滨工业大学), 哈尔滨 150090)

摘要:为解决传统中低温余热回收系统循环热效率低、冷凝热难以利用的问题,提出了一种并联型有机朗肯循环与喷射式热泵联合循环系统结构。通过并联布置热机子循环与热泵子循环,并增设外部换热器,可回收全部冷凝热量用于制备辐射采暖水,同时系统输出的热电比在一定范围内可调节。建立了系统能量分析模型和焓分析模型,对比分析了联合循环与有机朗肯循环的热力性能。研究了部件焓损失与系统焓流特性,并分析了工质流量比和蒸发温度对系统热力性能的影响规律。结果表明:联合循环热回收效率和焓效率比有机朗肯循环分别提高了60.83%和30.76%。焓损失最大的两个部件分别是发生器和外部换热器,造成外部换热器焓效率低的主要原因是内部传热温差较高。工质流量比对系统热力性能影响显著,当蒸发温度低于25.2℃时,工质流量比的可调节范围最大。本研究成果可为高性能中低温余热回收系统的研发提供指导。

关键词: 热电联产; 有机朗肯循环; 喷射式热泵; 热力性能; 焓分析

中图分类号: TK11

文献标志码: A

文章编号: 0367-6234(2022)06-0112-07

Thermal performance simulation of a parallel combined heating and power cycle

ZHANG Chenghu^{1,2}, LIN Jiyu^{1,2}, TAN Yufei^{1,2}

(1. School of Architecture, Harbin Institute of Technology, Harbin 150006, China; 2. Key Laboratory of Cold Region Urban and Rural Human Settlement Environment Science and Technology (Harbin Institute of Technology), Ministry of Industry and Information Technology, Harbin 150090, China)

Abstract: To solve the problems of low thermal efficiency and hard utilization of condensing heat in traditional low and medium temperature heat recovery systems, a parallel type organic Rankine cycle (ORC) and ejector heat pump (EHP) combined cycle (referred to as PCHP) was proposed. The heat engine cycle and heat pump cycle were organized in parallel and an external heat exchanger (EHE) was added. All the condensing heat could be recovered for the production of radiant heating water, and the thermoelectric ratio could be adjusted within a certain range. The energy analysis model and exergy analysis model of the system were established. The thermal performance of the combined cycle and ORC were compared and analyzed. The characteristics of component exergy destruction and system exergy flow were investigated, and the effects of working fluid flow ratio and evaporating temperature on the thermal performance of the system were analyzed. Results show that the heat recovery capacity and exergy efficiency of the combined cycle were increased by 60.83% and 30.76% compared with those of ORC. The two components with the highest exergy destruction were the generator and the EHE. The main reason for the low exergy efficiency of the EHE was the high temperature difference of internal heat transfer. The working fluid flow ratio had a significant effect on the thermal performance of the system. When the evaporating temperature was lower than 25.2℃, the adjustable range of the working fluid flow ratio was the largest. The research results can provide guidance for the research and development of high-performance low and medium temperature heat recovery systems.

Keywords: combined heating and power cycle; organic Rankine cycle (ORC); ejector heat pump (EHP); thermal performance; exergy analysis

中低温余热回收技术的开发与应用,是对传统

一次能源的重要补充,可减轻化石燃料燃烧对环境造成的破坏^[1]。在中低温热源与环境温度冷源所构成的热力循环中,其循环热效率受限于卡诺循环热效率,这使得几乎80%的热源热量仍将从冷源侧排放至环境,造成巨大的能源浪费^[2]。为改善传统中低温余热、废热回收系统的能源利用效率,专家学

收稿日期: 2020-05-09

基金项目: 国家自然科学基金面上项目(52076050)

作者简介: 张承虎(1980—),男,博士,副教授;

谭羽非(1962—),女,教授,博士生导师

通信作者: 林己又, hitlinjiyou@163.com

表 1 PCHP 的主要参数取值
Tab. 1 Values of main parameters of PCHP

参考温度	参考压力	热源进口温度	热源质量流量	冷源进口温度	冷源出口温度
T_0/K	p_0/Pa	$t_{\text{hs1}}/\text{℃}$	$m_{\text{hs}}/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	$t_{\text{cs1}}/\text{℃}$	$t_{\text{cs4}}/\text{℃}$
298.15	1.01	130	10	30	40
膨胀机等熵效率	泵等熵效率	节流阀等熵效率	喷嘴效率	扩散段效率	混合段效率
$\eta_{\text{tur}}/\%$	$\eta_{\text{pump}}/\%$	$\eta_{\text{v}}/\%$	$\eta_{\text{is,p}}/\%$	$\eta_{\text{d}}/\%$	$\eta_{\text{mix}}/\%$
85	85	100	95	85	85
发生器过热度	蒸发器过热度	冷凝器 1 过冷度	冷凝器 2 过冷度	窄点温差	发生温度
$\Delta t_{\text{g}}/\text{℃}$	$\Delta t_{\text{e}}/\text{℃}$	$\Delta t_{\text{cl1}}/\text{℃}$	$\Delta t_{\text{cl2}}/\text{℃}$	$\Delta t/\text{℃}$	$t_{\text{g}}/\text{℃}$
2	2	2	2	3	100
冷凝器 1 的冷凝温度	冷凝器 2 的冷凝温度	蒸发温度			
$t_{\text{cl1}}/\text{℃}$	$t_{\text{cl2}}/\text{℃}$	$t_{\text{e}}/\text{℃}$			
40	40	35			

2 数学建模

2.1 数学模型

为简化 PCHP 系统数学模型,本文采用以下合理假设条件:1) 系统处于稳定状态;2) 忽略压力损失与热量损失;3) 忽略喷射器进出口的动能;4) 喷射器采用修正的等压混合模型^[17];5) 所有换热器内窄点温差大于 3 ℃。

在热力学第一定律和第二定律的基础上,对 PCHP 系统进行数学建模。对所有换热设备而言,遵循以下质量守恒与能量守恒公式:

$$\sum m_{\text{in}} = \sum m_{\text{out}} \tag{1}$$

$$Q_{\text{i}} = m_{\text{hs}}(h_{\text{hs,in}} - h_{\text{hs,out}}) = m_{\text{w}}(h_{\text{w,out}} - h_{\text{w,in}}) \tag{2}$$

$$Q_{\text{i}} = K_{\text{i}}A_{\text{i}}\Delta t_{\text{i}} \tag{3}$$

式中: m_{in} 、 m_{out} 分别为输入和输出质量流量, Q_{i} 为换热器换热量, m_{hs} 为热源质量流量, m_{w} 为有机工质质量流量, h 为焓值, K_{i} 为换热器传热系数, A_{i} 为换热器面积, Δt_{i} 为换热器对数传热温差。

储液罐和状态点 3 处的质量守恒公式分别为:

$$m_{\text{tur}} + m_{\text{em}} = m_{\text{g}} + m_{\text{es}} \tag{4}$$

$$m_{\text{g}} = m_{\text{ep}} + m_{\text{tur}} \tag{5}$$

式中: m_{tur} 、 m_{g} 、 m_{ep} 、 m_{es} 、 m_{em} 分别为膨胀机、发生器、喷射器主流流体、喷射器二次流体和喷射器混合流体的质量流量。

膨胀机输出功量、工质泵消耗功量以及系统净发电量计算公式如下:

$$W_{\text{pump}} = m_{\text{g}}(h_2 - h_1) = m_{\text{g}}(h_{2,\text{is}} - h_1)/\eta_{\text{pump}} \tag{6}$$

$$W_{\text{exp}} = m_{\text{tur}}(h_3 - h_8) = \eta_{\text{tur}}m_{\text{tur}}(h_3 - h_{8,\text{is}}) \tag{7}$$

$$W_{\text{net}} = W_{\text{exp}} - W_{\text{pump}} \tag{8}$$

式中: W_{pump} 、 W_{exp} 、 W_{net} 分别为工质泵功耗、膨胀机输出功量和系统净发电量, η_{pump} 为工质泵绝热效率, η_{tur} 为膨胀机等熵效率。其中未计算热源泵、冷源泵的功量消耗。

忽略 PCHP 系统中的动能焓、势能焓和化学焓,则物理焓、部件焓损失、部件焓效率可以表达为:

$$Ex_{\text{ph}} = m(h - h_0) - T_0(s - s_0) \tag{9}$$

$$Ex_{\text{D,i}} = Ex_{\text{F,i}} - Ex_{\text{P,i}} \tag{10}$$

$$\eta_{\text{ex,i}} = Ex_{\text{P,i}}/Ex_{\text{F,i}} \tag{11}$$

式中: Ex_{ph} 为物理焓, $Ex_{\text{D,i}}$ 为部件焓损失, $Ex_{\text{F,i}}$ 为部件输入焓, $Ex_{\text{P,i}}$ 为部件输出焓, $\eta_{\text{ex,i}}$ 为部件焓效率。

根据上述能量分析方程和焓量分析方程,可以定义一系列效率参数来衡量 PCHP 系统的热力性能:

$$\eta_{\text{net}} = \frac{W_{\text{net}}}{Q_{\text{in}}} = \frac{W_{\text{exp}} - W_{\text{pump}}}{m_{\text{hs}}(h_{\text{hs1}} - h_{\text{hs4}})} \tag{12}$$

$$\eta_{\text{heating}} = \frac{Q_{\text{out}}}{Q_{\text{in}}} = \frac{m_{\text{cs}}(h_{\text{cs4}} - h_{\text{cs1}})}{m_{\text{hs}}(h_{\text{hs1}} - h_{\text{hs4}})} \tag{13}$$

$$\eta_{\text{th}} = \frac{W_{\text{net}} + Q_{\text{out}}}{Q_{\text{in}}} \tag{14}$$

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{W_{\text{net}} + m_{\text{cs}}(ex_{\text{cs4}} - ex_{\text{cs1}})}{m_{\text{hs}}ex_{\text{hs1}}} \tag{15}$$

式中: η_{net} 、 η_{heating} 、 η_{th} 、 η_{ex} 分别为系统净发电效率、制热效率、循环热效率和焓效率, Q_{in} 为系统热量输入, Q_{out} 为系统热量输出。其中循环热效率仅考虑能量输入与输出的理想工况。

2.2 模型验证

本文提出的 PCHP 系统可以同时输出电量和热量。当改变运行工况后,系统可变为功冷联供系统或冷热电三联供系统。其中蒸发器用于制冷,外部换热器用于制热,膨胀机用于发电。文献[14]所述的功冷联供系统与本文相似,但其膨胀机与喷射器采用串联布置形式,导致制冷量输出与电量输出无法解耦,难以适应变工况条件;且冷凝热量无法再利用,仍将造成巨大能量浪费。在发生温度、蒸发温度、冷凝温度分别为 122、17、25 ℃ 的条件下,将改进后的 PCHP 数学模型与文献[14]所述的功冷联供系统数学模型进行了对比见表 2。以 R245fa 为有机工质时,喷射器的喷射比相对误差为 -0.91%。数学模型的最大相对误差绝对值和最小相对误差绝对值分别为 1.70% 和 0.45%。

表 2 PCHP 的模型验证
Tab. 2 PCHP model verification

参数	净发电量/ kW	热源放热 量/kW	喷射比	制冷量/ kW	循环热效 率/%
PCHP	27. 25	247. 15	0. 325	57. 51	34. 29
文献[14]	27. 69	251. 43	0. 328	58. 15	34. 14
误差	-1. 59	-1. 70	-0. 91	-1. 10	0. 45

注:误差的单位为%。

3 结果与分析

3.1 热力性能对比

PCHP 系统的工质流量比定义为喷射器主流流体质量流量 m_{ep} 与发生器内工质质量流量 m_{g} 的比值。在工质流量比为 0.1 的标准工况条件下,所有换热设备均按常见板式换热器进行设计计算,表 3 给出了 PCHP 系统各状态点的参数计算值。

表 4 对比分析了 PCHP 系统和基本型 ORC 系统在相同工况条件下的热力性能。为保证冷凝器侧窄点温差高于 3℃,基本型 ORC 的冷凝温度提高至 41.84℃,且冷凝热全部用于制备辐射采暖水。本文中工质流量比按 0.1 计算,属于 PCHP 系统的综合输出模式。对比结果表明,PCHP 系统的净发电效率大幅低于基本型 ORC。然而 PCHP 系统的总换热量比基本型 ORC 提高了 60.83%,系统炯效率由 38.52% 提高至 50.37%,净发电量相对增加了

4.62%,制热量相对增加了 68.42%。当采用中低温热源时,PCHP 系统热源利用效率和输出能力更具优势,且适用于热电比需求较大的场合。

表 3 标准工况下 PCHP 各状态点参数计算值
Tab. 3 Parameter values of PCHP at each status point under basic working conditions

状态点	$m/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	$T/^\circ\text{C}$	p/kPa	$h/(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$
1	13.08	38.00	337.65	247.35
2	10.93	38.00	1 571.99	248.41
3	10.93	102.00	1 571.99	438.23
4	2.15	35.00	288.12	247.31
5	2.15	37.00	288.12	395.50
6	3.24	53.15	337.65	409.69
7	3.24	38.00	337.65	247.35
8	9.83	61.11	337.65	417.30
9	9.83	38.00	337.65	247.35
hs1	10.00	130.00	270.28	546.38
hs2	10.00	81.34	270.28	340.80
hs3	10.00	60.10	270.28	252.40
hs4	10.00	52.62	270.28	220.53
cs1	73.73	30.00	101.32	125.82
cs2	73.73	35.42	101.32	148.49
cs3	73.73	37.13	101.32	155.63
cs4	73.73	40.00	101.32	167.62

表 4 PCHP 与基本型 ORC 热力性能对比
Tab. 4 Comparison of thermal performance between PCHP and basic ORC

参数	热源放热量 Q_{in}/kW	净发电量 W_{net}/kW	制热量 Q_{out}/kW	热电比 $Q_{\text{out}}/W_{\text{net}}$	净发电效率 $\eta_{\text{net}}/\%$	循环热效率 $\eta_{\text{th}}/\%$	炯效率 $\eta_{\text{ex}}/\%$	工质流量比 $m_{\text{ep}}/m_{\text{g}}$
PCHP	3 276. 50	194. 23	3 081. 54	15. 87	5. 93	99. 98	50. 37	0. 10
基本型 ORC	2 037. 21	185. 66	1 829. 66	9. 85	9. 11	98. 93	38. 52	—

3.2 炯流特性分析

图 2、图 3 绘制了 PCHP 各个部件在标准工况下的炯流特性,包括输入炯、输出炯和炯损失。研究表明,PCHP 系统的总输入炯量为 583.66 kW,输出炯量为 293.97 kW。造成炯损失最多的两个部件是发生器和外部换热器。其中发生器造成了 85.07 kW 的炯损失,占系统总炯损失的 29.36%。由图 3 可知,尽管发生器的炯效率高达 80.48%,但此时总换热量最大,这是导致其炯损失最大的主要原因。虽然外部换热器的总换热量不足发生器的

1/2,但其部件炯效率仅为 34.28%,这导致其炯损失高达 73.74 kW。造成外部换热器炯损失占比较大的主要原因是其对数传热温差高达 31.34℃。除此之外,冷凝器 1、膨胀机、蒸发器和喷射器的炯损失率占比分别为 15.22%、11.25%、8.72% 和 7.02%。由于冷凝器 2 中的传热温差较小、总换热量小,因而其炯损失仅为 6.83 kW。包括工质泵和节流阀在内的其他部件总炯损为 1.76 kW。因此,合理的发生器、外部换热器运行参数设置是减小系统炯损失的关键因素。

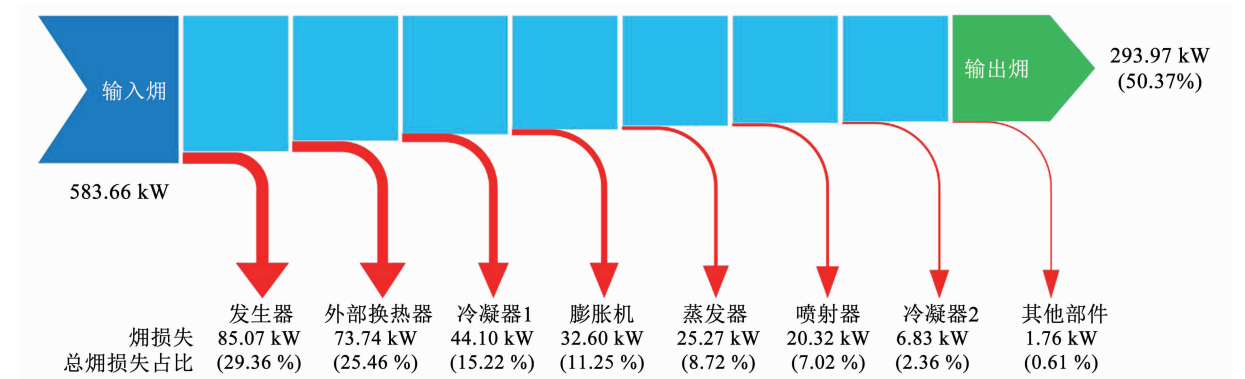


图 2 PCHP 系统烟流分析图

Fig. 2 Diagram of exergy flow analysis of PCHP

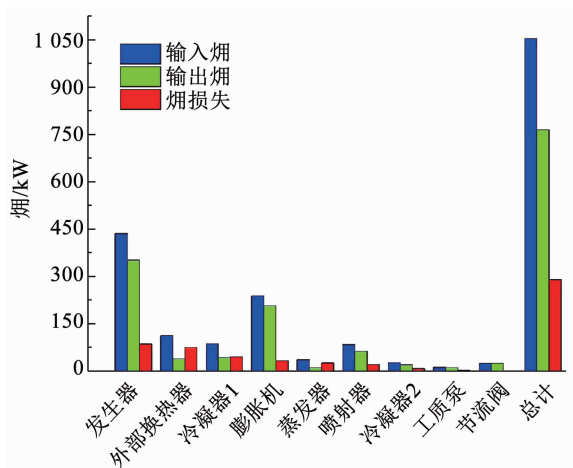


图 3 PCHP 部件烟损失图

Fig. 3 Diagram of exergy destruction of PCHP components

3.3 主要参数分析

在保证所有换热器内的窄点温差高于 3℃ 的条件下,图 4 分析了发生温度对 PCHP 系统热力性能的影响。发生压力的提高使得膨胀机可以获取更大的膨胀比,因而系统净发电效率从 5.45% 提高至 6.19%。在净发电效率和总换热量变化的共同作用下,系统净发电量仍然由 209.84 kW 减少至 176.64 kW。发生温度的改变对系统烟效率有着显著影响。随着发生温度由 92℃ 提高至 105℃,系统烟效率由 55.65% 显著降低至 45.54%。这表明在热源进口条件相同的条件下,系统输出的总有用能量随发生温度升高而降低。仅从系统输入能量与输出能量的关系分析,由于系统输出的能量全部用于输出电量和制热量,因此系统理论上的循环热效率等于 100%。

图 5 分析了喷射器主流质量流量和发生器质量流量的比值对 PCHP 系统热力性能的影响。研究结果表明,随着流入喷射器的主流质量流量增加,系统内热泵的换热能力有明显提升。这使得系统总换热量由 2 910 kW 提高至 3 480 kW,系统制热量效率由

92.62% 提高至 94.72%。由于流入膨胀机的有机工质流量减少,导致系统净发电量由 214.82 kW 减少至 182.79 kW,系统净发电效率由 7.38% 显著减少至 5.25%。喷射器、蒸发器和冷凝器 2 的部件烟损失显著升高,导致系统烟效率由 51.64% 降低至 48.25%。特别地,当工质流量比为 0.25 时,蒸发器内的窄点温差已经减少至 3℃ 左右。当工质流量比为 0 时,PCHP 系统等价于基本型 ORC。因此,当蒸发温度为 35℃ 时,PCHP 质量流量比的可调节范围为 0~0.25。

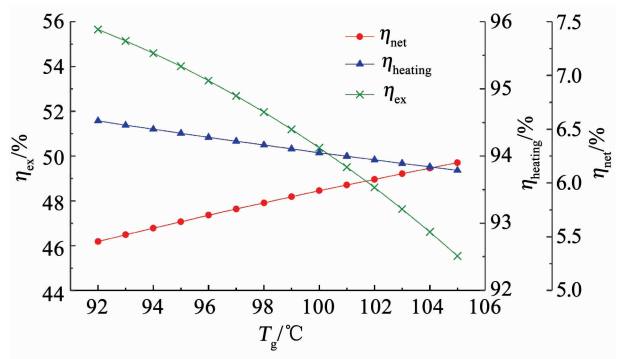


图 4 发生温度对 PCHP 热力性能的影响

Fig. 4 Effect of generator temperature on thermal performance of PCHP

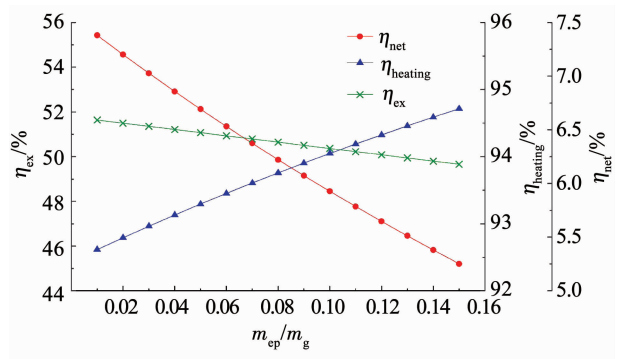


图 5 工质流量比对 PCHP 热力性能的影响

Fig. 5 Effect of working fluid flow ratio on thermal performance of PCHP

图 6 ~ 图 8 研究了蒸发温度和工质流量比对系统热力性能的影响规律。在保证 PCHP 各换热器内窄点温差大于 3 ℃ 的条件下,图 6 分析了蒸发温度和工质流量比对系统净发电效率的影响。随着工质流量比的逐渐增加,使得进入喷射器内的工质质量流量增加,而进入膨胀机的工质流量减少。在系统 EHP 子循环总换热量增加和系统 ORC 子循环净发电量减少的共同作用下,系统净发电量呈现显著降低的趋势。降低蒸发温度(蒸发压力),导致喷射器的喷射比降低,这使得蒸发器和冷凝器 2 中的换热量大幅减少。由于蒸发温度并不影响系统热机子循环,因此净发电效率随蒸发温度的降低而有所提高。除此之外,降低蒸发温度会让蒸发器内的工质温度与热源温度存在更大的温差,这就可以让热泵子循环回收更多的热量。因此,工质流量比的可调节范围随着蒸发温度的降低而显著扩大。当蒸发温度降低至 27 ℃ 时,工质流量比的可调节范围为 0 ~ 0.77。当蒸发温度降低至 25.2 ℃ 时,工质流量比的可调节范围最大值为 0 ~ 1。蒸发温度的调节要确保喷射器二次流体进口压力符合要求,以避免产生倒流现象。

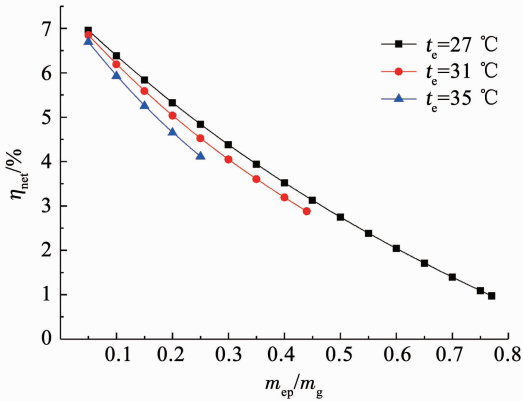


图 6 蒸发温度和工质流量比对净发电效率的影响

Fig. 6 Effect of evaporating temperature and working fluid flow ratio on net power output efficiency

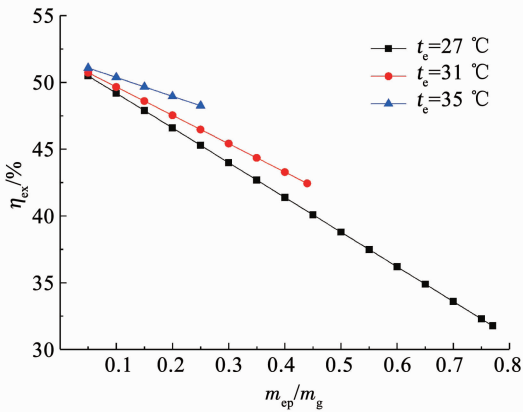


图 7 蒸发温度和工质流量比对炯效率的影响

Fig. 7 Effect of evaporating temperature and working fluid flow ratio on exergy efficiency

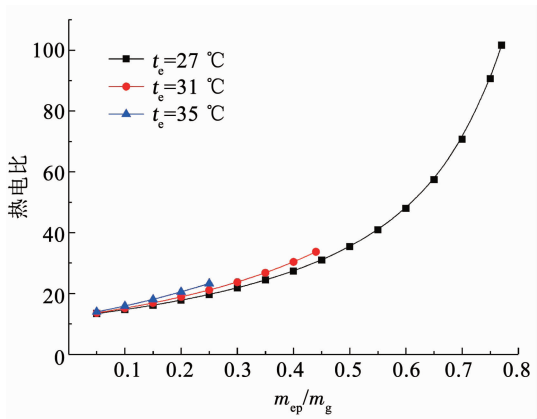


图 8 蒸发温度和工质流量比对热电比的影响

Fig. 8 Effect of evaporating temperature and working fluid flow ratio on thermoelectric ratio

图 7 分析了蒸发温度和工质流量比对系统炯效率的影响规律。系统炯效率随工质流量比的增加而降低。降低蒸发温度导致蒸发器内的传热温差增加,蒸发器的炯效率显著降低。因此,降低蒸发温度使得系统炯效率降低,同时使得炯效率随工质流量比变化的趋势更加显著。由图 8 分析可知,热电比随工质流量比的增加而逐渐增加,且趋势逐渐明显。综合分析图 6 ~ 图 8 可知,改变工质流量比对系统热力性能的影响比改变蒸发温度的影响大。在相同净发电效率的条件下,尽可能选择高蒸发温度 and 低工质流量比的运行工况,此时的系统炯效率较高、热源利用效率高。

4 结 论

1) 尽管 PCHP 系统的净发电效率低于基本型 ORC,但是 PCHP 系统的总换热量、净发电量和炯效率分别提高了 60.83%、4.62%、30.76%,系统热力性能提升显著。

2) 炯分析表明,炯损失最大的部件分别是发生器和外部换热器。然而,发生器的部件炯效率高达 80.48%,外部换热器的部件炯效率仅为 34.28%。其原因是外部换热器内的传热温差高达 31.34 ℃。

3) 工质流量比的对系统热力性能影响显著,其适用范围随蒸发温度的降低而扩大。在保证用户用能需求的前提下,应尽可能减小工质流量比,从而获取较高的系统净发电效率和系统炯效率。

参考文献

[1] MAHMOUDI A, FAZLI M, MORAD M R. A recent review of waste heat recovery by Organic Rankine Cycle [J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 143: 660. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2018.07.136

[2] LECOMPTE S, HUISSEUNE H, VAN DEN BROEK M, et al. Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat

- recovery[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2015, 47: 448. DOI: 10.1016/j.rser.2015.03.089
- [3] DAI Yiping, WANG Jiangfeng, GAO Lin. Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery[J]. *Energy Conversion and Management*, 2009, 50(3): 576. DOI: 10.1016/j.enconman.2008.10.018
- [4] LI Jing, PEI Gang, LI Yunzhu, et al. Analysis of a novel gravity driven organic Rankine cycle for small-scale cogeneration applications[J]. *Applied Energy*, 2013, 108: 34. DOI: 10.1016/j.apenergy.2013.03.014
- [5] LI Xinguo, ZHAO Cuicui, HU Xiaochen. Thermodynamic analysis of Organic Rankine Cycle with Ejector[J]. *Energy*, 2012, 42(1): 342. DOI: 10.1016/j.energy.2012.03.047
- [6] SHOKATI N, RANJBAR F, YARI M. A comprehensive exergoeconomic analysis of absorption power and cooling cogeneration cycles based on Kalina, Part 2: Parametric study and optimization[J]. *Energy Conversion and Management*, 2018, 161: 74. DOI: 10.1016/j.enconman.2018.01.080
- [7] RASHIDI J, YOO C. A novel Kalina power-cooling cycle with an ejector absorption refrigeration cycle: Thermodynamic modelling and pinch analysis[J]. *Energy Conversion and Management*, 2018, 162: 225. DOI: 10.1016/j.enconman.2018.02.040
- [8] SECKIN C. Thermodynamic analysis of a combined power/refrigeration cycle: Combination of Kalina cycle and ejector refrigeration cycle[J]. *Energy Conversion and Management*, 2018, 157: 631. DOI: 10.1016/j.enconman.2017.12.047
- [9] OLIVEIRA A C, AFONSO C, MATOS J, et al. A combined heat and power system for buildings driven by solar energy and gas[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2002, 22(6): 587. DOI: 10.1016/S1359-4311(01)00110-7
- [10] SCHIMPF S, SPAN R. Simulation of a solar assisted combined heat pump-Organic Rankine cycle system[J]. *Energy Conversion and Management*, 2015, 102: 151. DOI: 10.1016/j.enconman.2015.01.083
- [11] WANG Jiangjiang, LU Yanchao, YANG Ying, et al. Thermodynamic performance analysis and optimization of a solar-assisted combined cooling, heating and power system[J]. *Energy*, 2016, 115(Part.1): 49. DOI: 10.1016/j.energy.2016.08.102
- [12] BOLES M A, CENGEL Y A. *Thermodynamics: An engineering approach*[M]. 8th ed. New York: McGraw-Hill Education, 2014: 1024
- [13] HORTA P, HENRIQUES J C C, COLLARES-PEREIRA M. Impact of different internal convection control strategies in a non-evacuated CPC collector performance[J]. *Solar Energy*, 2012, 86(5): 1232. DOI: 10.1016/j.solener.2012.01.016
- [14] ROSTAMZADEH H, GHAEBI H. Parametric study and working fluid selection of modified combined power and refrigeration cycles (MCPRCs) using low-temperature heat sources[J]. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2018, 40(2): 100. DOI: 10.1007/s40430-018-1043-6
- [15] HUANG B J, CHANG J M, WANG C P, et al. A 1-D analysis of ejector performance[J]. *International Journal of Refrigeration*, 1999, 22(5): 354. DOI: 10.1016/S0140-7007(99)00004-3
- [16] ZHANG Chenghu, LIN Jiyu, TAN Yufei. A theoretical study on a novel combined organic Rankine cycle and ejector heat pump[J]. *Energy*, 2019, 176: 81. DOI: 10.1016/j.energy.2019.03.190
- [17] KHENNICH M, GALANIS N, SORIN M. Effects of design conditions and irreversibilities on the dimensions of ejectors in refrigeration systems[J]. *Applied Energy*, 2016, 179: 1020. DOI: 10.1016/j.apenergy.2016.07.053

(编辑 张 红)