

DOI: 10.19666/j.rlfed.202207157

热虹吸三角循环发电系统炯分析研究

储柱磊, 李 斌, 王 厉

(浙江理工大学建筑工程学院, 浙江 杭州 310018)

[摘 要] 通过上升管两相流模型和热力学模型, 对前期工作中提出的重力式三角循环系统 (TTLC) 进行了炯分析研究, 以探究系统各环节的炯损情况及其影响因素。结果表明: 随热源温度提高, 系统炯效率在 15%~30% 变化, 提高热源温度有利于增加系统炯效率; 随冷源温度降低, 系统炯效率在 23%~27% 变化并存在最优冷源温度; 加热器热端温差也存在优化可能, 其值为 4 °C 是一个比较合理的选择; 上升管炯损率是影响系统炯效率的主要因素, 尤其是在系统温差较大的情况下; 减小加热器夹点温差有利于降低加热器炯损率和排热炯损率, 但会增加其他炯损, 总体上减小夹点温差有利于增加系统炯效率。

[关 键 词] 三角循环; 热虹吸效应; 两相流; 炯分析

[引用本文格式] 储柱磊, 李斌, 王厉. 热虹吸三角循环发电系统炯分析研究[J]. 热力发电, 2023, 52(4): 90-98. CHU Zhulei, LI Bin, WANG Li. Exergy analysis for a power generation system using thermosyphon-based trilateral cycle[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(4): 90-98.

Exergy analysis for a power generation system using thermosyphon-based trilateral cycle

CHU Zhulei, LI Bin, WANG Li

(School of Civil Engineering and Architecture, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: By riser two-phase flow model and thermodynamic model, exergy analysis for the thermosyphon-based trilateral cycle (TTLC) proposed in the previous work by the authors is carried out to investigate the exergy performance of the system and the relevant influencing factors. The results show that, the system exergy efficiency varies in the range of 15%~30% with the increasing inlet temperature of heat source, which always helps to enhance the exergy efficiency. As the inlet temperature of cooling source decreases, the exergy efficiency changes from 23% to 27% with an optimum value. An optimization opportunity exists for the temperature difference of heater at the hot side, for example, a setting value of 4 °C seems to be a better choice. The riser exergy loss rate is a key factor to determine the system efficiency, especially under the condition where the temperature difference of the cycle is relatively larger. Decreasing temperature pinch point of the heater helps to decrease the internal and external exergy loss rates of the heater, but will lead to more exergy destructions in other processes. However, it exerts positive effects on system efficiency on the whole.

Key words: trilateral cycle; thermosyphon effect; two-phase flow; exergy analysis

自然界存在很多低温热源 (<80 °C), 如工业废热、太阳能、地热能和海洋温差能等。低温热源通常有 2 种利用方式: 直接利用和热电转换。直接利用将低温热源直接用于供热、采暖等用户侧需求^[1], 热电转换则通过一定的热力循环实现低品位热能向电能的转化。低温热源的热电转换一般采用有机

朗肯循环 (organic Rankine cycle, ORC) 和卡林那循环 (Kalina cycle)^[2-3], 但由于相变换热容易产生温度夹点, 使得循环对低品位热源具有用后即抛, 热能利用率不高的特点。当前, 还有其他一些技术被认为可用于低品位热电转换, 如压力延迟渗透热机 (pressure-retarded osmosis heat engine, PRO-HE)、

收稿日期: 2022-07-18 网络首发日期: 2022-09-07

第一作者简介: 储柱磊 (1996), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为低品位热能利用, 774265927@qq.com。

通信作者简介: 王厉 (1976), 男, 博士, 副教授, 主要研究方向为低品位热能利用, deepstoh361@163.com。

逆电渗析热机 (reverse electro dialysis heat engine, RED-HE)、压力延迟渗透膜蒸馏 (pressure-retarded membrane distillation, PRMD) 等^[4-6]。然而, PRO-HE 系统受膜的耐压性限制, 不能应用于高渗透压溶液。RED-HE 系统由于膜的离子选择性问题, 在高盐溶液环境中性能下降明显^[7]。PRMD 是近年在 PRO-HE 基础上改进的系统, 但是研究发现, 当压力大于 1 MPa 时, 挤压变形作用导致膜性能降低而影响系统效率^[8]。

很多研究者认为三角循环 (trilateral cycle, TLC) 很适合低温热电转换^[9-10], TLC 系统相当于无蒸发朗肯循环, 利用工质显热换热代替相变换热, 不容易产生温度夹点, 和热源具有更好的温度匹配特性, 可提高热源的利用程度从而获取更大输出功率^[11]。但 TLC 的膨胀过程在两相区进行, 所需两相膨胀机技术在当前并不成熟, 效率偏低, 一般在 60% 左右^[12], 而且还会随进口干度降低而明显下降^[13], 难以胜任高效循环需求。为了在 TLC 系统中实现高效膨胀, 转换膨胀机制是一个值得尝试的办法。在近年来受到较多关注的 CO₂ 增强型地热系统和 CO₂ 羽流地热系统中, 采用了势能-压力能转换的膨胀机制^[14-16], 即当工质在产井中竖直向上流动时, 利用工质位置升高造成的重位压降使得 CO₂ 不断闪蒸膨胀。工质通过在地下热储吸热维持产井和注入井的密度差, 产生的热虹吸效应驱动流体在管路及热储层流动, 多余的压头则通过地面上的气体透平做功。在 Fleming 对 CO₂ 羽流地热 (CO₂ plume geothermal, CPG) 的理论研究中, 在深度高达 2~5 km 的管井中, 流动损失只占系统不可逆损失的 15%^[17]。但是增强性地热系统 (enhanced geothermal systems, EGS) 和 CPG 只适用于 100 °C 以上的热源发电^[18-19], 对于 80 °C 以下的低品位热源发电会因 CO₂ 在临界点附近比热容变化较大导致热源换热温度失配而降低热源的利用程度, 而且气体透平也会因冷源温度较低时, CO₂ 很可能进入两相区而无法工作。值得注意的是, 在这种膨胀机制下, 工质释放的膨胀功几乎都保存为与流动速度无关的重力势能, 是反动度近乎 100% 的膨胀过程, 所付出的代价只有简单的管内流动损失, 代替了膨胀机中可能存在的动静转换损失、顶隙损失、冲击损失和容积损失等^[20], 因而很可能具有更高的膨胀效率。

本文作者在前期研究中提出了基于该膨胀机制的热虹吸三角循环系统 (thermosiphon based

trilateral cycle, TTLC)^[21], 该系统在结构上与 CPG 不同, 其采用安装在系统底部的液力透平, 从而使得膨胀过程全部在上升管流动中进行, 系统可以工作于两相区, 能够按照三角循环方式运行, 适合低品位热源热功转换, 同时相比传统 TLC 系统, 不需要使用两相膨胀机, 从而避免了两相膨胀机难题。之后, 作者进一步开展了针对 TTLC 系统的工质筛选、影响因素分析和性能比较研究, 发现工质液气密度比是影响上升管效率的关键因素, 而工质比热容则对系统高度有显著影响^[22]。R502 因具有较小的液气密度比和比热容, 对应较高的上升管效率和较小的系统高度需求, 其在上升管中的膨胀效率保持在 88% 左右, 远高于两相膨胀机, 适合在 TTLC 系统中采用。提高热源温度相比降低冷源温度更有利于提高做功输出能力, 因为随着冷源温度降低, 液气平均密度差增加造成的上升管效率显著降低会影响系统效率。此外, 与 TLC 和 ORC 的比较结果表明, TTLC 的输出功高于 ORC, 在热源温度较高时不及 TLC, 但其透平体积系数始终远低于二者, 意味着更小的透平尺寸。为了降低系统高度, 作者还进一步提出了复叠式 TTLC 系统^[23]。

总之, 热虹吸三角循环是一种新型循环方式, 对于具有一定高差且低品位热源在下部的场合具有潜在应用价值, 如低品位地热发电领域。但是, 当前对该系统的公开文献报道非常少, 且都只侧重于能量分析^[21-23], 尚未从热力学第二定律角度开展针对性的热力学研究。为此, 本文将利用焓分析方法对该系统进行理论探究, 以了解该系统的不可逆损失分布状况、影响规律及其机制, 为深入了解该系统的运行原理及进行表现评价提供理论依据。

1 TTLC 系统介绍、数学模型

1.1 系统介绍

热虹吸三角循环系统由冷凝器、加热器、液力透平和连接管组成, 如图 1a) 所示。其中冷凝器位于顶部, 加热器和液力透平位于底部。冷凝器出口和液力透平进口之间的垂直管路构成下降管, 加热器和冷凝器之间的垂直管路构成上升管。图 1b) 显示了该系统的 $T-S$ 热力学循环图。

系统工作流程为: 饱和液体 (状态 1) 流入上升管, 由于重位压降, 工质在上升管中不断闪蒸, 温度降低, 干度增加, 并在上升管出口处成为具有较低温度和压力的两相混合物 (状态 2); 两相混合

物再流入高位冷凝器,被冷凝成饱和液体(状态 3);液体通过下降管向底部流动,由于高度降低,静压增加,工质在下降管出口处变成高压过冷液体(状态 4);高压过冷液体随后流入液力透平,在其中释放压力能并输出功,同时压力降低(状态 5);最后,工质在加热器中被热源等压加热至饱和状态(状态 1),构成一个闭式循环。

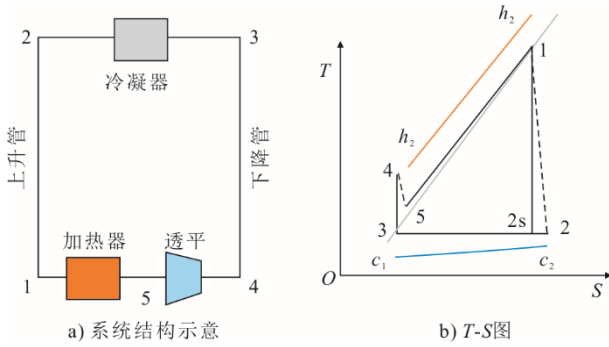


图 1 TTLC 系统结构示意图及其 T-S 图

Fig.1 Schematic diagram of the TTLC system and its T-S diagram

1.2 能量和焓分析数学模型

为了对 TTLC 系统进行焓分析,需要利用守恒定律建立系统各部分的能量和焓分析模型。采用 EES (engineering equation solver, professional V9.430, 06/18/13) 软件求解模型方程组并进行以下假设:

- 1) 系统的所有部件均处于稳态;
- 2) 忽略加热器和冷凝器中的压降;
- 3) 下降管充满液体;
- 4) 冷凝器出口过冷度为 0;
- 5) 上升管入口处的工作流体为饱和液体;
- 6) 忽略所有热损失;
- 7) 不考虑载热剂和载冷剂侧能耗;
- 8) 液力透平具有恒定等熵效率。

下降管(3—4)内绝热流动的能量守恒方程为^[24]:

$$h_3 + gH = h_4 \quad (1)$$

下降管效率表示为:

$$\eta_{\text{down}} = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3} \quad (2)$$

式中: h_3 、 h_4 分别为状态点 3、4 的焓值; H 为系统高度; h_{4s} 为下降管出口工质在等熵情况下的焓值。下降管效率与液相工质在其中流动的沿程阻力损失有关,是一个设计可控因素,即可以通过调整管径来实现所要求的效率。

液力透平(4—5)的输出功可以表示为:

$$W = \eta_{\text{ele}} \eta_{\text{r}} m_{\text{f}} (h_4 - h_{5s}) \quad (3)$$

$$\eta_{\text{r}} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}} \quad (4)$$

式中: h_{5s} 和 h_5 分别为液力透平出口的理论 and 实际焓值; m_{f} 为工质的质量流量; η_{r} 为液力透平的等熵效率; η_{ele} 为电效率,包括机械效率、电机效率和逆变器效率等。

加热器的传热量(5—1)可以表示为:

$$Q_{5-1} = m_{\text{f}} (h_1 - h_5) = m_{\text{h}} (h_{\text{h}1} - h_{\text{h}2}) \quad (5)$$

式中: m_{h} 为热源质量流量; $h_{\text{h}1}$ 和 $h_{\text{h}2}$ 分别为热源进口和出口焓值。

上升管(1—2)的能量守恒方程式为:

$$h_1 = h_2 + gH \quad (6)$$

上升管效率可以用等式表示为:

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

式中: h_{2s} 为上升管出口理论焓值。上升管效率表示工质在上升管中进行两相流动的可逆性,受摩擦损失和滑移损失的共同影响。作者在前期研究^[22]中发现,上升管效率并非设计可控参数,即它不能靠增加管径来进行随意提升,不同工质均存在最大上升管效率,为了更真实地反映实际情况,需要根据两相流理论进行计算才能确定上升管效率。

冷凝器的换热量(2—3)表示为:

$$Q_{2-3} = m_{\text{f}} (h_2 - h_3) = m_{\text{c}} (h_{\text{c}2} - h_{\text{c}1}) \quad (8)$$

式中: $h_{\text{c}1}$ 和 $h_{\text{c}2}$ 分别为载冷剂在冷凝器入口和出口的焓值; m_{c} 为载冷剂的质量流量。

稳态下焓平衡方程的一般形式可表示为^[25]:

$$E_{\text{x},\text{in}} = E_{\text{x},\text{out}} + I \quad (9)$$

式中: $E_{\text{x},\text{in}}$ 、 $E_{\text{x},\text{out}}$ 分别为进入和离开控制体的焓; I 为焓损。

当忽略势能和动能时,稳态焓流表示为:

$$E_{\text{x}} = m e_{\text{x}} \quad (10)$$

$$e_{\text{x}} = h - h_0 - T_0 (s - s_0) \quad (11)$$

式中: m 为工质的质量流量; e_{x} 为工质的比焓; 下标 0 代表外界环境状态。

对于上升管中的上升流和下降管中的下降流,应考虑重力势能的变化。因此,下降管和上升管中的焓平衡方程可以表示为:

$$E_{\text{x}3} + m_{\text{f}} gH = E_{\text{x}4} + I_{3-4} \quad (12)$$

$$E_{\text{x}1} = E_{\text{x}2} + m_{\text{f}} gH + I_{1-2} \quad (13)$$

式中: g 为重力加速度; H 为系统高度; I_{1-2} 和 I_{3-4} 分别为下降管和上升管中由于不可逆压降而产生

的焓损。

液力透平的焓平衡方程表示为:

$$E_{x,4} = E_{x,5} + W + I_{4-5} \quad (14)$$

式中: W 为液力透平的输出功。

加热器和冷凝器中的焓平衡方程分别为:

$$E_{x,h1} - E_{x,h2} = E_{x,1} - E_{x,5} + I_{5-1} \quad (15)$$

$$E_{x,2} - E_{x,3} = E_{x,c2} - E_{x,c1} + I_{2-3} \quad (16)$$

式中: $E_{x,h1}$ 、 $E_{x,h2}$ 和 $E_{x,c1}$ 、 $E_{x,c2}$ 分别为进、出加热器和冷凝器的焓流; I_{5-1} 和 I_{2-3} 分别为加热器和冷凝器中的焓损。

TTLC 系统的总焓平衡方程为:

$$E_{x,in} = W + I_1 + I_o \quad (17)$$

$$E_{x,in} = E_{x,h1} + E_{x,c1} \quad (18)$$

$$I_i = \sum_{k=1}^5 I_{i,k} = I_{i,1-2} + I_{i,2-3} + I_{i,3-4} + I_{i,4-5} + I_{i,5-1} \quad (19)$$

$$I_o = I_{o,1} + I_{o,2} \quad (20)$$

$$I_{o,1} = E_{x,h2} \quad (21)$$

$$I_{o,2} = E_{x,c2} \quad (22)$$

式中: 系统输入的总焓 $E_{x,in}$ 包括 $E_{x,h1}$ 和 $E_{x,c1}$; I_i 为内部焓损, 是系统内部所有不可逆焓损总和; I_o 为外部焓损, 包括热源排热焓 $E_{x,h2}$ 和冷源排热焓 $E_{x,c2}$, 因为它们没有得到进一步利用而被抛弃。

根据热力学第二定律, 焓效率是评价系统性能的重要指标, 表示为:

$$\eta_{ex} = 1 - \sum_{k=1}^5 q_{i,k} - \sum_{k=1}^2 q_{o,k} \quad (23)$$

式中: η_{ex} 为系统焓效率, $\eta_{ex}=W/E_{x,in}$; $q_{i,k}$ 为内部各组分的焓损率, $q_{i,k}=I_{i,k}/E_{x,in}$; $q_{o,1}$ 和 $q_{o,2}$ 分别为热、冷源排热焓对应的外部焓损率, $q_{o,k}=I_{o,k}/E_{x,in}$ 。

1.3 上升管两相流模型

为了确定上升管效率, 需要基于守恒方程、两相流模型和摩擦压降模型进行计算。上升管流动中的质量、动量和能量方程表示如下^[26]:

$$m_f = m_g + m_l \quad (24)$$

$$-\frac{dp}{dz} = \frac{dp_{loss}}{dz} + \rho_{tp}g + \frac{1}{A} \left[\frac{d(m_g u_g)}{dz} + \frac{d(m_l u_l)}{dz} \right] \quad (25)$$

$$d(E_g + E_l) = 0 \quad (26)$$

式中: m_g 、 m_l 分别为气相、液相质量流量; E_g 、 E_l 分别为相应的能量流率; dp/dz 为压力梯度; dp_{loss}/dz 为沿程摩擦压降梯度; u_g 、 u_l 分别为气相和液相流速; z 为高度; A 为上升管截面积; ρ_{tp} 为两相流密度, 用式(27)表示。

$$\rho_{tp} = \alpha \rho_l + (1 - \alpha) \rho_g \quad (27)$$

式中: α 为含气率, 在漂移模型中被表示为^[27]:

$$\langle \alpha \rangle = \frac{\langle U_{sg} \rangle}{C_0 (\langle U_m \rangle) + \langle \langle U_{gm} \rangle \rangle} \quad (28)$$

式中: U_{sg} 为气相表观速度; U_m 为两相流混合速度, $U_m = U_{sl} + U_{sg}$; C_0 为分布因子; U_{gm} 为漂移速度, 定义为:

$$C_0 = \frac{\langle \alpha U_m \rangle}{\langle C_0 \rangle \langle U_m \rangle} \quad (29)$$

$$\langle \langle U_{gm} \rangle \rangle = \frac{\langle \alpha U_{gm} \rangle}{\langle \alpha \rangle} \quad (30)$$

本文采用 Bhagwat & Ghajar 关联式计算含气率, 因为该关联式相比一般常用关联式具有更准确的预测效果^[28], 其分布因子和漂移速度分别按以下公式计算:

$$C_0 = \frac{[\sqrt{(1 + (\rho_g / \rho_l)^2 \cos \theta) / (1 + \cos \theta)}]^{(1-\alpha)}]^{2/5} + C_{0,1}}{1 + (1000 / Re_{tp})^2} + \frac{2 - (\rho_g / \rho_l)^2}{1 + (1000 / Re_{tp})^2} \quad (31)$$

$$U_{gm} = (0.35 \sin \theta + 0.45 \cos \theta) \times \sqrt{\frac{g D_h (\rho_l - \rho_g)}{\rho_l}} (1 - \alpha)^{0.5} C_2 C_3 C_4 \quad (32)$$

式中: Re_{tp} 为两相雷诺数; 其他系数参见文献^[28]。

本文两相流摩擦压降模型采用基于 Lockhart & Martinelli 方法的 Muller-Steinhagen & Heck 关联式^[29], 该关联式被广泛推荐用于计算两相流阻力损失^[30-32], 其具体形式参见相关文献。

1.4 模型验证

本文采用的分析模型由热力循环模型和上升管两相流模型组成。对于热力循环模型, 以往的文献报道缺乏对 TTLC 系统的研究, 但其与 TLC 循环类似, 因此所建立的热力循环模型可以退化到与 TLC 循环相比较进行验证。表 1 比较了本文模型与 Yari 等人^[11]报道的 TLC 系统在相同工况下的计算结果, 结果表明二者的热效率和输出功误差很小, 验证了本文热力学模型的有效性。

对于上升管两相流模型, 含气率模型是计算关键, 因为 TTLC 上升管出口干度较低, 使管内流动呈明显非均相流特征^[33], 与含气率相关的滑移损失

通常占据主导地位。为了验证含气率模型，客观上需要采用绝热条件下制冷剂在上升流动中的实验数据，但严格符合这一条件的数据点十分有限，有不少数据来自非绝热条件以及水平流动。不过 TTLC 系统具有大质量流率特点，而研究显示，在大质量流率下，倾角和热边界条件对含气率的影响并不显著^[34]，因此从文献中选取了质量流率超过

200 kg/(m²·s)的 268 个制冷剂两相流实验数据对 Muller-Steinhagen & Heck 关联式进行验证，并与其他 4 个常用关联式进行对比，结果见表 2。由表 2 可以看出，Muller-Steinhagen & Heck 关联式在 10% 及 15% 误差区间可以预测 81.0% 和 87.3% 的数据点，且具有最小的均方根误差，验证了该含气率模型的有效性。

表 1 热力循环模型验证

Tab.1 Validation of present thermodynamic model

参数	<i>n</i> -butane ($T_1=65, 75, 85\text{ }^\circ\text{C}$)		R134a ($T_1=65, 75, 85\text{ }^\circ\text{C}$)	
	Yari 等人 ^[11]	本文模型	Yari 等人 ^[11]	本文模型
$\eta_{th}/\%$	24.90、3.52、4.54	24.90、3.56、4.60	2.15、3.26、4.40	2.14、3.26、4.41
W_i/kW	729、1 031、1 335	730、1 041、1 343	625、942、1 270	623、944、1 270

注： $\Delta T_{pin}=10\text{ }^\circ\text{C}$ ， $m_h=100\text{ kg/s}$ ， $t_3=40\text{ }^\circ\text{C}$ ， $\eta_{pump}=85\%$ ， $\eta_p=75\%$ ， $t_{h1}=120\text{ }^\circ\text{C}$ 。

表 2 含气率模型验证

Tab.2 Validation of void fraction model

关联式	预测数据点的百分比			$\delta_{RMSE}/\%$
	$\pm 10\%$	$\pm 15\%$	$\pm 20\%$	
Bhagwat and Ghajar	81.0	87.3	90.7	13.1
Steiner	81.0	86.9	91.4	13.8
Woldsemavat and Ghajar	83.2	88.4	94.8	14.3
Rouhani I	77.6	85.4	95.9	13.2
Rouhani II	73.5	83.2	88.1	14.9

2 TTLC 工质选择和参数研究

冷热源及上升管的进口温度是影响系统表现的重要边界条件，因为它们共同决定了系统的热力学特性、高度、热效率和输出功率等。为了更简洁地体现分析参数变化对系统表现的影响，本文将一些参数设为定值（表 3）。热源采用水为载热剂，其质量流量设为 1 kg/s，下降管效率设为 98%，对应约 200 Pa/m 的压降梯度，这是常见的管内流动沿程阻力损失水平。液力透平等焓效率设为 80%，电效率设为 85%^[35]，上升管进口设为饱和液体，冷凝器过冷度为 0 °C，冷源夹点温差设为 2 °C。表 4 给出了冷热源进口温度、加热器进口温差和加热器夹点温差等分析参数的变化范围。

冷凝器进口温度范围为-10~25 °C，以体现环境温度变化的影响。热源进口温度变化范围设定在 45~75 °C，不采用更高热源温度的原因是前期研究发现 TTLC 系统更适合于低品位热源^[22]。加热器夹点温差的变化范围是 2~4 °C，对于低品位热源发电，这是一个合适的变化区间^[36]。系统工质采用具有较高上升管效率和较低系统高度要求的 R502^[22]，

上升管质量流率为 500 kg/(m²·s)，因为前期研究^[22]表明，在该流率下，上升管效率处于最高平台区段。焓分析所取用的环境温度为冷却剂进口温度。

表 3 分析设定参数

Tab.3 The fixed parameters assumed for the case study

参数	数值
上升管进口蒸汽质量 x_1	0
过冷度 $\Delta T_{sub}/^\circ\text{C}$	0
液力透平等焓效率 $\eta_l/\%$	80
冷源温差 $\Delta T_{c2-c1}/^\circ\text{C}$	3
冷源夹点温差 $\Delta T_{c2-c2'}/^\circ\text{C}$	2
下降管效率 $\eta_{down}/\%$	98
热源质量流量 $m_h/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	1
液力透平等电效率 $\eta_{ele}/\%$	85
上升管质量流量 $G/(\text{kg}\cdot(\text{m}^2\cdot\text{s})^{-1})$	500

表 4 影响因素分析的运行参数

Tab.4 Operation conditions for the parametric study

参数	基本值	变化范围
冷源进口温度 $t_{c1}/^\circ\text{C}$	25	-10~25
热源进口温度 $t_{h1}/^\circ\text{C}$	55	45~75
加热器入口温差 $\Delta T_{h1-l}/^\circ\text{C}$	4	3~7
加热器夹点温差 $\Delta T_{pin,h}/^\circ\text{C}$	3	2~4

3 结果分析

表 5 给出了 TTLC 系统在基本工况下的状态 and 表现，在热、冷源进口温度分别为 55、25 °C 条件下，计算得到的上升管效率为 82.52%，系统高度为 135.7 m，实现了 1.58% 的热效率，输出功率为 1.409 kW。表 6 为该基本工况对应的焓分析结果，包括各环节的焓损、输出焓和输入焓。图 2 展示了 TTLC 系统的焓流图。

结果表明：TTLC 系统内部焓损率由大到小依次为冷凝器（16.8%）、上升管（15.76%）、加热器、

液力透平和下降管；外部焓损率中，热、冷源排热焓损率相差不大，在 7%~9% 之间。冷凝器焓损率较大是由于有限热容冷源吸收相变潜热，使得循环工质和冷源之间温度匹配变差引起；上升管焓损率则与上升管效率相关，而上升管效率的大小主要由上升管中两相流的滑移损失决定，受上升管两端工况条件影响较大。

表 5 TTLC 系统的基本工况表现

Tab.5 The TTLC system state under basic working condition

项目	$t/^\circ\text{C}$	p_v/kPa	x	H/m	$h/(\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1})$	
工质 R502	1	51	2 147	1.0	0	104.9
	2	30	1 318	0.211	135.7	103.6
	3	30	1 318	0	135.7	77.9
	4	31.07	2 872	0	0	79.2
	5	30.68	2 147	0	0	78.7
热源	h1	55	100	0	0	230.3
	h2	33.68	100	0	0	141.3
冷源	c1	25	100	0	135.7	104.8
	c2	28	100	0	135.7	117.4
结果	$\eta=1.58\%$, $H=135.7\text{ m}$, $\eta_{\text{up}}=82.52\%$					

表 6 TTLC 系统在基本工况下的焓分析 单位: kJ/kg

Tab.6 Exergy analysis of the TTLC system under basic working condition

项目	数值	总和
排热焓损	0.536 4	5.978 0
冷却焓损	0.480 4	
上升管焓损	0.940 6	
冷凝器焓损	1.004 0	
下降管焓损	0.088 7	
液力透平焓损	0.654 5	
加热器焓损	0.864 4	
输出焓	1.409 0	5.978 0
输入总焓	5.978 0	

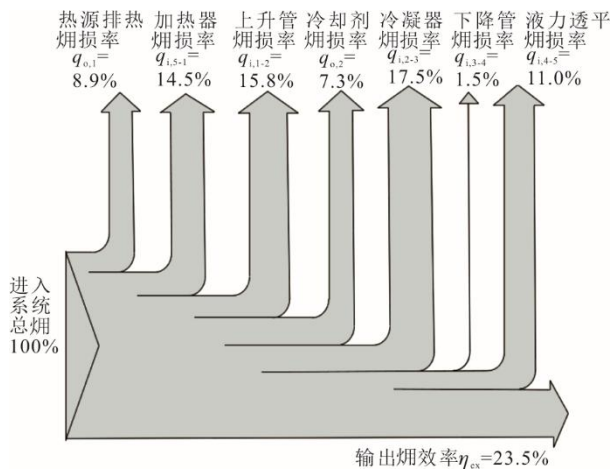


图 2 TTLC 系统焓流图

Fig.2 Exergy flow diagram of the system

3.1 热源温度变化对系统焓效率的影响

热源温度增加对焓效率会产生积极影响，且在 Δt_{h1-1} 为 4 $^\circ\text{C}$ 时，系统焓效率整体表现最好。图 3 给出了冷源温度为 25 $^\circ\text{C}$ 、 Δt_{h1-1} 为 3~7 $^\circ\text{C}$ 时热源温度对焓效率的影响。由图 3 可以看出：当热源温度从 45 $^\circ\text{C}$ 增加到 75 $^\circ\text{C}$ 时，系统焓效率从 15% 增加到 32%；当热源温度为 45 $^\circ\text{C}$ 时，最大焓效率对应的 $\Delta t_{h1-1}=3\text{ }^\circ\text{C}$ ，而当热源温度大于 67 $^\circ\text{C}$ 时，同样加热器进口温差下焓效率却变为最低，这是因为 Δt_{h1-1} 过小会使得加热过程的温度夹点移动到高温端，造成低温端热源出口温度过度升高而引起较大的排热焓损。

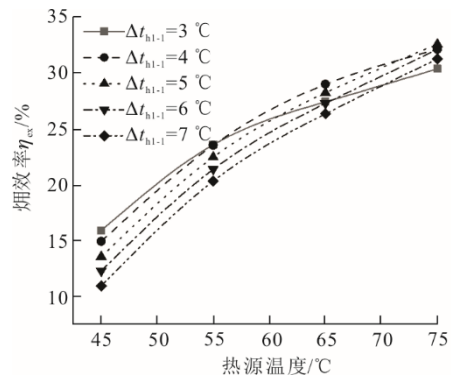


图 3 热源进口温度对系统焓效率的影响

Fig.3 Effect of inlet temperature of heat source on exergy efficiency of system

图 4a) 为 Δt_{h1-1} 为 4 $^\circ\text{C}$ 时各部分焓损率随热源温度的变化情况。由图 4a) 可以看出：当热源温度为 45 $^\circ\text{C}$ 时，冷凝器焓损率最大 (21.5%)，其次为热源排热焓损率 (18.5%) 和冷源排热焓损率 (17.7%)；当热源温度升至 75 $^\circ\text{C}$ 时，上升管、液力透平和冷凝器的焓损率最大，分别为 19.7%、14.9% 和 11.5%；当热源温度高于 53 $^\circ\text{C}$ 时，热、冷源排热焓损率相对较低，而下降管焓损率则始终最低 (1.3%~1.5%)；上升管焓损率 $q_{i,1-2}$ 先随热源温度增加而较快增长，然后趋于饱和，这是因为上升管出口干度随热源温度增加而增加，两相流平均气液比变大，滑移损失增加而使上升管效率降低；液力透平焓损率也随热源温度增加而增加，这是因为其释放能量随热源温度增大而增大；此外，冷凝器焓损率、加热器焓损率和外部焓损率均随热源温度增加而减小，这是由不可逆温差与循环温差的比值减小导致。

图 4b) 给出了系统设计高度及上升管效率与热源温度关系。由图 4b) 可以看出：随着热源温度升高，所需系统高度增加，上升管效率降低；虽然在热源温度为 75 $^\circ\text{C}$ 时，系统高度高达 437 m，但上升

管效率仍有 79.74%，远超过两相膨胀机，体现了 TTLC 系统利用重位压降实现两相流膨胀的优势。

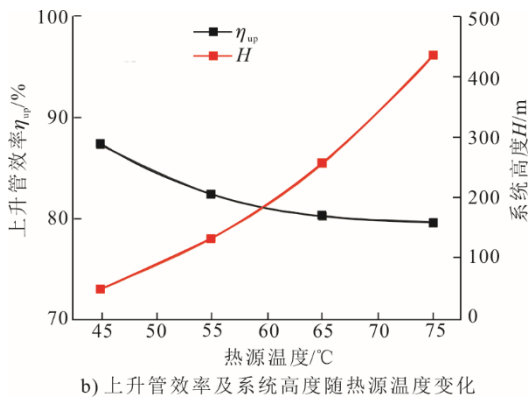
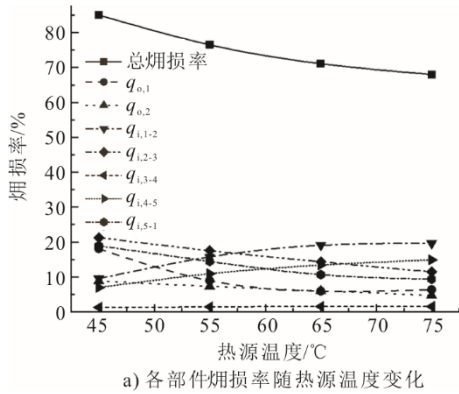


图 4 焓损率、系统高度及上升管效率与热源温度关系
Fig.4 Effects of inlet temperature of heat source on exergy loss rate, system height and riser tube efficiency

3.2 冷源温度对系统焓效率的影响

图 5 给出了冷源温度对系统焓效率的影响，其中热源温度设定为 55 °C，由于冷源温度考察范围低于 0 °C，在该部分分析中，采用了乙二醇溶液作为载冷剂。由图 5 可见，随着冷源温度从 25 °C 降低到 -10 °C，焓效率呈先增加后减小的趋势。

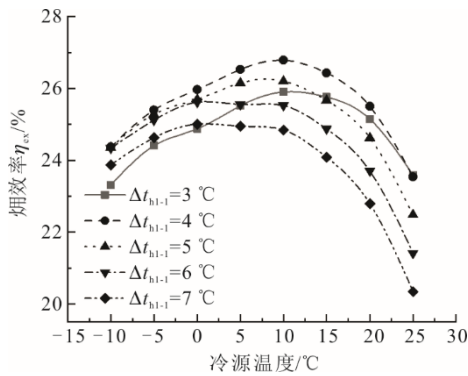


图 5 焓效率随冷源进口温度变化规律
Fig.5 Effect of inlet temperature of cold source on exergy efficiency of the system

图 6a)给出了冷凝温度变化对各环节焓损率的

影响 ($\Delta t_{hi-1}=4\text{ }^{\circ}\text{C}$)，其中加热器焓损率、冷凝器焓损率及外部焓损率随着冷源温度降低而降低，这是因为循环温差随冷源温度降低而增大，导致以上各环节不可逆温差占循环温差比例减小。而随着冷源温度降低，上升管平均干度增加，气液滑移损失变大，上升管效率降低，上升管焓损率则随冷源温度降低而几乎呈线性增加。在这 2 个相反变化因素的综合作用下，当 $\Delta t_{hi-1}=4\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时，系统焓效率在冷源温度为 10 °C 左右达到最大。

此外，热端温差 Δt_{hi-1} 也存在优化可能 (图 5)，过小或过大的 Δt_{hi-1} 都容易造成热源排热焓损率增加而降低系统焓效率，因此存在 1 个最优的热端温差，当 $\Delta t_{hi-1}=4\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时，系统焓效率几乎全局最优。

图 6b)显示了冷源温度对系统高度和上升管效率的影响。由图 6b)可以看出，随着冷源温度从 25 °C 降至 -10 °C，循环温差增大，系统高度从 135.6 m 增至 455.8 m，上升管效率从 82.52% 降至 57.12%，减少了 25.4 个百分点，说明冷源温度降低对上升管效率具有更大负面影响，此时利用重位压降的两相膨胀效率相对于两相膨胀机不再具有明显优势。

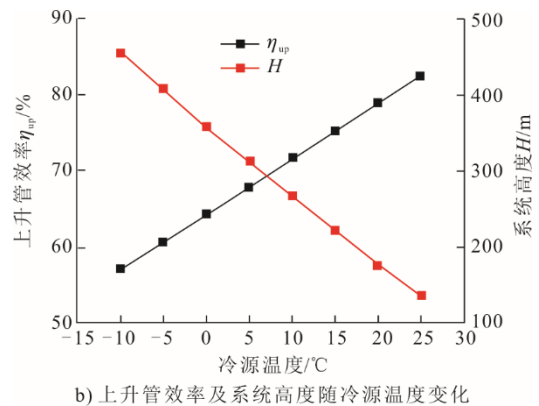
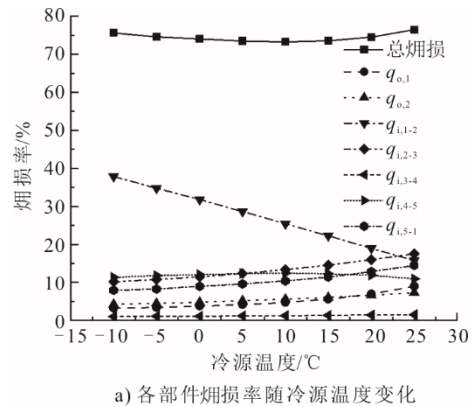


图 6 焓损率、系统高度及上升管效率与冷源温度关系 ($\Delta t_{hi-1}=4\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Fig.6 Effects of inlet temperature of cold source on exergy loss rate, system height and riser tube efficiency ($\Delta t_{hi-1}=4\text{ }^{\circ}\text{C}$)

3.3 夹点温差的影响

夹点温差是焓分析研究的重要参数^[37],图7给出了夹点温差对系统焓效率的影响($\Delta t_{h1-l1}=6\text{ }^{\circ}\text{C}$)。

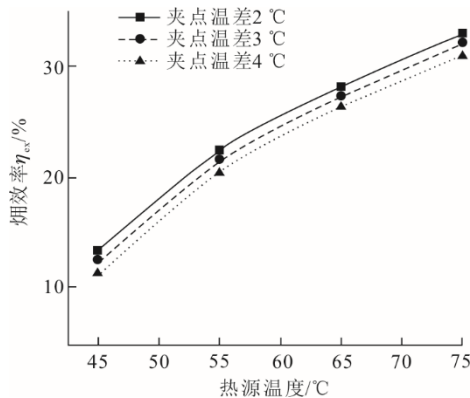


图7 夹点温差对系统焓效率的影响

Fig.7 Effect of pinch temperature difference on exergy efficiency of system

由图7可以看出,当热源温度 t_{h1} 在45~75 $^{\circ}\text{C}$ 变化时,系统焓效率随加热器夹点温差增加而降低,不同夹点温差对应的焓效率变化曲线高度一致,即焓效率曲线随温度夹点降低而整体抬高,夹点温差为2 $^{\circ}\text{C}$ 和4 $^{\circ}\text{C}$ 时,系统焓效率差约为1.7%,基本与热源温度无关。夹点温差降低有利于降低排热温度,并使排热焓损率 $q_{o,1}$ 减小,同时也因为减小了加热过程换热温差而降低了焓损率 $q_{i,5}$ 。夹点温差变化并不会改变循环状态,但会使循环流量发生变化,当夹点温差减小时,热源排热温度也随之降低,热源放热量增加,所激发的工质循环流量更大,相应的冷源排热焓损率 $q_{o,2}$ 、上升管焓损率 $q_{i,1}$ 、冷凝换热焓损率 $q_{i,2}$ 、下降管焓损率 $q_{i,3}$ 和透平焓损率 $q_{i,4}$ 均有不同程度提高。但总体上,夹点温差减小所导致的焓损率减小效应大于焓损率增加效应,所以减小夹点温差有利于提高系统焓效率。

4 结 论

热虹吸三角循环(TTLC)是一种新的低品位热源发电型式,可以在保留三角循环的基础上实现液力透平对两相膨胀机的替代作用,前期工作中已经对TTLC进行了能量分析,但缺乏热力学第二定律方面的研究,为了深入了解TTLC系统,本文对其从整体和局部两方面继续进行焓分析研究,得到以下主要结论:

1) 在热源温度为55 $^{\circ}\text{C}$ 、冷源温度为25 $^{\circ}\text{C}$ 条件下,TTLC系统所实现的焓效率为23.54%,其中

冷凝器焓损率、上升管焓损率和加热器焓损率最大,分别为17.5%、15.8%和14.5%。

2) 随着热源温度增加,上升管和液力透平焓损率逐渐增大,加热器、冷凝器和外部焓损率逐渐减小,系统总焓损率减小,系统焓效率增加。

3) 随着冷源温度降低,加热器、冷凝器和外部焓损率逐渐减小,液力透平焓损率变化平缓,上升管焓损率增加明显,系统焓效率存在先增加后减小的趋势,说明冷源温度存在优化可能,TTLC在冬季工况下也有一定应用价值。

4) 热端温差也存在优化可能,过大和过小的热端温差都容易使温度夹点移动到加热器高温进口端从而导致热源排热温度升高,影响系统焓效率。

5) 夹点温差减小对各环节焓损率存在正反两方面作用,但总体使系统焓效率增加。

[参 考 文 献]

- [1] 邱丽霞,郝艳红. 电厂低温热与吸收式热泵耦合供热系统研究[J]. 热力发电, 2015, 44(10): 20-24.
QIU Lixia, HAO Yanhong. Power plant heating system integrating low temperature heat and absorption heat pumps[J]. Thermal Power Generation, 2015, 44(10): 20-24.
- [2] SOLTANI M, NABAT M H, RAZMI A R, et al. A comparative study between ORC and Kalina based waste heat recovery cycles applied to a green compressed air energy storage (CAES) system[J]. Energy Conversion and Management, 2020, 222: 113, 203.
- [3] 安青松,史琳. 中低温热能发电技术的热力学对比分析[J]. 华北电力大学学报: 自然科学版, 2012, 39(2): 6.
AN Qingsong, SHI Lin. Thermodynamic comparative analysis of power generation system for low and mid grade heat sources[J]. Journal of North China Electric Power University (Natural Science Edition), 2012, 39(2): 6.
- [4] ORTEGA-DELGADO B, GIACALONE F, CIPOLLINA A, et al. Boosting the performance of a reverse electrodistillation: multi-effect distillation heat engine by novel solutions and operating conditions[J]. Applied Energy, 2019, 253.
- [5] BACCIOLI A, ANTONELLI M, DESIDERI U. Technical and economic analysis of organic flash regenerative cycles (OFRCs) for low temperature waste heat recovery[J]. Applied Energy, 2017, 199: 69-87.
- [6] ZY A, YY A, LI W A, et al. Pressure-retarded membrane distillation for simultaneous hypersaline brine desalination and low-grade heat harvesting[J]. Journal of Membrane Science, 2020, 597: 117765.
- [7] HU J Y, XU S M, WU X, et al. Theoretical simulation and evaluation for the performance of the hybrid multi-effect distillation-reverse electrodistillation power generation system[J]. Desalination: The International Journal on the Science and Technology of Desalting and Water Purification, 2018, 443: 172-183.
- [8] YUAN Z W, WEI L, AFROZE J D, et al. Pressure-retarded membrane distillation for low-grade heat recovery: the critical roles of pressure-induced membrane deformation[J]. Journal of Membrane Science, 2019, 90-101.

- [9] MAHMOUD M, RAMADAN M, NAHER S. Recent advances in district energy systems: A review[J]. *Thermal Science Engineering Progress*, 2020, 20: 100, 678.
- [10] GARCIA S L, GARCIA R F, CARRIL J C. A review of thermodynamic cycles used in low temperature recovery systems over the last two years[J]. *Renewable Sustainable Energy Review*, 2018, 81: 760-767.
- [11] YARI M, MEHR A S, ZARE V, et al. Exergoeconomic comparison of TLC (trilateral Rankine cycle), ORC (organic Rankine cycle) and Kalina cycle using a low grade heat source[J]. *Energy*, 2015, 83: 712-722.
- [12] CHANG N, ZHU J, CHEN G, et al. Working fluids selection from perspectives of heat source and expander for a Trilateral cycle[J]. *Energy Procedia*, 2019, 158: 1579-1584.
- [13] BIANCHI G, KENNEDY S, ZAHER O, et al. Numerical modeling of a two-phase twin-screw expander for trilateral flash cycle applications[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2018, 88: 248-259.
- [14] 许天福, 胡子旭, 李胜涛, 等. 增强型地热系统: 国际研究进展与我国研究现状[J]. *地质学报*, 2018, 92(9): 1936-1947.
XU Tianfu, HU Zixu, LI Shengtao, et al. Enhanced geothermal system: international progresses and research status of China[J]. *Acta Geologica Sinica*, 2018, 92(9): 1936-1947.
- [15] EZEKIEL J, ADAMS B M, SAAR M O, et al. Numerical analysis and optimization of the performance of CO₂-plume geothermal[J]. *Geothermics*, 2022, 98: 102270.
- [16] NOROUZI A M, BABAEI M, HAN W, et al. CO₂-plume geothermal processes: a parametric study of salt precipitation influenced by capillary-driven backflow[J]. *Chemical Engineering Journal*, 2021, 425: 130031.
- [17] FLEMING M R, ADAMS B M, OGLAND-HAND J D, et al. Flexible CO₂-plume geothermal (CPG-F): using geologically stored CO₂ to provide dispatchable power and energy storage[J]. *Energy Conversion and Management*, 2022, 253: 115082.
- [18] 亢方超, 唐春安. 基于开挖的增强型地热系统概述[J]. *地学前缘*, 2020, 27(1): 9.
KANG Fangchao, TANG Chun'an. Based on the enhanced geothermal system of the excavation[J]. *Earth Science Frontiers*, 2020, 27(1): 9.
- [19] LIU Y, WANG G, YUE G, et al. Comparison of enhanced geothermal system with water and CO₂ as working fluid: a case study in Zhacanggou, Northeastern Tibet, China[J]. *Energy Exploration & Exploitation*, 2019, 37(2): 736-755.
- [20] PERSKY R, SAURET E. Loss models for on and off-design performance of radial inflow turbomachinery[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 150: 1066-1077.
- [21] 王厉. 重力场做功热管装置及方法: ZL201711419509.X[P]. 2019-10-29 [2022-06-30].
WANG Li. Heat pipe device and method for working in gravity field: ZL201711419509.X[P]. 2019-10-29 [2022-06-30].
- [22] WANG L, LI B, CHU Z L. Performance investigation of a novel thermosyphon based trilateral cycle using hydraulic turbine for power generation instead of two-phase expander[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2022, 211: 118, 441.
- [23] 李斌, 王厉. 复叠式重力场做功方法及所用装置: ZL202010491818.3[P]. 2020-09-08 [2022-06-30].
LI Bin, WANG Li. Method and device for work done by overlapping gravity field: ZL202010491818.3[P]. 2020-09-08 [2022-06-30].
- [24] ZHANG P, YANG X, RONG X, et al. Simulation on the thermal performance of two-phase thermosyphon loop with large height difference[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 163: 114, 327.
- [25] STRAUB A, ELIMELECH M. Energy efficiency and performance limiting effects inthermo-osmotic energy conversion from low-grade heat[J]. *Environmental Science & Technology*, 2017, 51: 12925-12937.
- [26] ZHANG P, WANG B, SHI W, et al. Modeling and performance analysis of a two-phase thermosyphon loop with partially/fully liquid-filled downcomer[J]. *Refrigeration*, 2015, 58: 172-185.
- [27] LI S, CAI W, CHEN J, et al. Evaluation analysis of correlations for predicting void fraction of condensation hydrocarbon refrigerant[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018, 140: 716-732.
- [28] BHAGWAT S M, GHAJAR A J. A flow pattern independent drift flux model based void fraction correlation for a wide range of gas-liquid two phase flow[J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 2014, 59: 186-205.
- [29] MÜLLER-STEINHAGEN H, HECH K L. A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes[J]. *Chemical Engineering & Processing Process Intensification*, 1986, 20(6): 297-308.
- [30] DIDI M, KATTAN N, THOME J R. Prediction of two-phase pressure gradients of refrigerants in horizontal tubes[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2002, 25(7): 935-947.
- [31] WEI L, ZAN W. A general correlation for adiabatic two-phase pressure drop in micro/mini-channels[J]. *International Journal of Heat & Mass Transfer*, 2010, 53(13/14): 2732-2739.
- [32] XU Y, FANG X, SU X, et al. Evaluation of frictional pressure drop correlations for two-phase flow in pipes[J]. *Nuclear Engine & Design*, 2012, 253: 86-97.
- [33] BHAGWAT S M, GHAJAR A J. Similarities and differences in the flow patterns and void fraction in vertical upward and downward two phase flow[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2012, 39: 213-227.
- [34] OLIVIER S P, MEYER J P, PAEPE M D, et al. The influence of inclination angle on void fraction and heat transfer during condensation inside a smooth tube[J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 2015, 80: 1-14.
- [35] IQBAL M A, RANA S, AHMADI M, et al. Experimental study on the prospect of low-temperature heat to power generation using trilateral flash cycle (TFC)[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 172: 115, 139.
- [36] CHEN F, LIU L, PENG J, et al. Theoretical and experimental research on the thermal performance of ocean thermal energy conversion system using the rankine cycle mode[J]. *Energy*, 2019, 183: 497-503.
- [37] ZEBIAN H, MITSOS A. A double-pinch criterion for regenerative rankine cycles[J]. *Energy*, 2012, 40(1): 258-270.

(责任编辑 李园)