

文章编号: 1671-6612 (2026) 01-102-06

# 基于火积理论下 太阳能有机朗肯循环发电系统模拟研究

战征岩<sup>1</sup> 穆永超<sup>1,2</sup> 罗景辉<sup>1,2</sup> 陈瑶琴<sup>1</sup> 魏泰保<sup>1</sup>

(1.河北工程大学能源与环境工程学院 邯郸 056009;

2.河北省暖通空调技术创新中心 邯郸 056009)

**【摘要】** 以太阳能有机朗肯循环 (Organic Rankine Cycle, ORC) 发电系统为研究对象, 在热源进口温度为 90℃, 冷源进口温度为 15℃ 的工况下, 选用有机工质 R600、R600a、R245fa、R236fa、R236ea、RC318、R227ea, 并对模拟结果利用热力学第一、第二定律与火积理论作为评价指标对其热力循环性能进行分析, 根据分析结果筛选出本工况下热力性能最佳的工质。分析结果表明: 系统循环功比、系统总不可逆损失与工质体积流量呈正相关, 系统循环热效率、焓效率、蒸发压力、火积耗散与工质体积流量呈负相关; R245fa 的热效率、焓效率和循环功比优于其他 6 种工质, 最高分别可达到 11.66%、14.5% 和 97.94%, 同时系统总不可逆损失最小; 系统向环境中的火积耗散是主要耗散形式; R245fa 是理想工质。

**【关键词】** 有机朗肯循环; 有机工质; 热效率; 焓效率; 火积耗散

中图分类号 TK513.5 文献标志码 A

## Simulation Study of

## Solar Energy Organic Rankine Cycle Power Generation System under Multiple Working Medium

Zhan Zhengyan<sup>1</sup> Mu Yongchao<sup>1,2</sup> Luo Jinghui<sup>1,2</sup> Chen Yaoqin<sup>1</sup> Wei Taibao<sup>1</sup>

(1.School of Energy and Environmental Engineering, Hebei University of Engineering, Handan, 056009;

2.Hebei HVAC Technology Innovation Center, Handan, 056009)

**【Abstract】** With the solar organic Rankine cycle (ORC) power generation system as the research object, the organic working medium R600, R600a, R245fa, R236fa, R236ea, RC318, R227ea is selected under the heat source inlet temperature of 90℃, 15℃, and the simulation results use the first and second law of thermodynamics and accumulation theory to analyze the thermal cycle performance according to the analysis results. The analysis results show that the cyclic work ratio and the total irreversible loss of the system are positively correlated with the working medium volume flow, the cyclic thermal efficiency, efficiency, evaporation pressure and volume dissipation are negatively correlated with the working medium volume flow; the thermal efficiency and the R245fa are up to 11.66%, 14.5% and 97.94%, and the total irreversible loss of the system is the least; the mass dissipation in the environment is the main dissipation; R245fa is an ideal working medium.

**【Keywords】** Organic Rankine Cycle; Organic working medium; Thermal efficiency; Efficiency; Fire accumulation and dissipation

作者简介: 战征岩 (2000.10-), 男, 硕士, E-mail: 2099962026@qq.com

通讯作者: 穆永超 (1986.01-), 男, 博士, 副教授, E-mail: muyongchao@hebeu.edu.cn

收稿日期: 2025-08-25

## 0 引言

太阳能作为一种分布广泛的清洁能源,其开发和利用一直是全球能源战略的重要组成部分。太阳能有机朗肯循环以其高效的能量转换效率和普适性展现了巨大的潜力与价值,能够实现太阳能的高效转化,降低环境污染、减少能源消耗<sup>[1]</sup>。

有机朗肯循环的系统热力性能在不同工况下差异较大,为提高 ORC 系统效率,国内外许多学者进行了广泛研究,主要集中在工质筛选、热力学分析等方面。文献[2-4]对比了不同热源进口温度下多种工质的热力性能,寻找适宜的工质;文献[5,6]通过改变系统蒸发温度,研究了有机工质对系统性能的影响;Jeong 等<sup>[7]</sup>研究了工质性质是如何影响热电联产中的有机朗肯循环,并根据不同的工质比较了涡轮机的尺寸;Hettiarachchia 等<sup>[8]</sup>利用优化算法以换热面积与系统净功比值作为目标函数,对用于 90℃ 的地热有机朗肯循环发电系统的 4 种有机工质进行了优化研究;范伟等<sup>[9]</sup>选用 6 种干工质,在相同低温热源参数下,确定有机工质向心透平设计工况,采用筛选法对透平进行设计参数优化及热力设计,并分析不同工质透平的热力设计方案与热源的匹配性;Wang 等<sup>[10]</sup>基于热力学第一定律与热力学第二定律对五种不同类型的有机朗肯循环性能进行评价。王智等<sup>[11]</sup>以 120kW 有机朗肯循环系统中的向心透平设计为目标,基于多种工质进行设计方案的确定,通过热力计算确定各参数,并综合比较各工质透平的热力性能;韩中合等<sup>[12]</sup>研究了有机工质向心透平机的不同安装角度与不同叶片数量下不同工质的适用情况;马丕胤等<sup>[13]</sup>根据槽式太阳能的特点以系统效率和单位能量产出成本为目标构建系统经济性模型,分析了不同工质下两系统热经济性随不同运行参数的变化情况;上述学者研究主要集中在热电效率、系统净发电功率及系统热经济性等方面,而对于有机朗肯循环系统中火积耗散性能研究较少,因此本文针对太阳能有机朗肯循环发电系统,以太阳能热水为热源,以地埋管循环水为冷源,对系统中不同工质的热力性能及火积耗散进行了分析。

有机朗肯循环发电系统以太阳能热水为热源,以地埋管循环水为冷源,利用冷、热源存在的温差进行发电,同时利用冷凝热可对土壤进行补热,有效减少焓损失,提高太阳能的利用率。本文针对太

阳能有机朗肯循环发电系统热源温度可达 90℃,冷源温度基本保持 15℃ 的特点,以 R600、R600a、R245fa、R236fa、R236ea、RC318、R227ea 为循环工质,利用 EES 软件在工质体积流量为 6~14m<sup>3</sup>/h 的工况下,对有机朗肯循环系统热力循环性能和火积耗散情况进行了分析。

## 1 太阳能有机朗肯循环系统原理

### 1.1 太阳能有机朗肯循环系统循环过程

太阳能有机朗肯循环系统包括太阳能热水循环、工质循环、地埋管冷却水循环三大循环子系统,工质循环系统主要由工质泵、蒸发器、冷凝器、螺杆膨胀机等设备组成,系统流程图如图 1 所示。系统工作流程:有机工质被热水循环系统中的热源加热,产生高温高压蒸气推动螺杆膨胀机做功发电,做功后的乏气经冷却水循环系统中的冷却水冷凝后变成低温低压液态有机工质,被工质泵重新打入蒸发器内完成下一次循环。

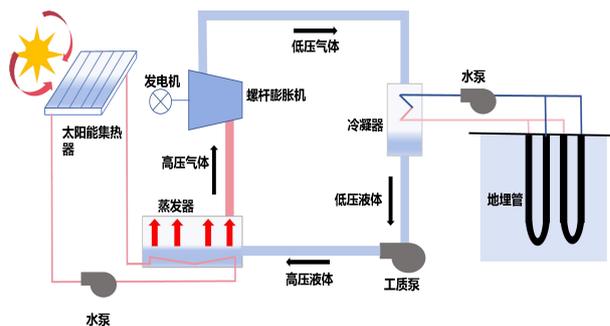


图 1 太阳能有机朗肯循环系统流程图

Fig.1 Organic Rankine Cycle system flow chart

### 1.2 工质选择

有机工质的选择对有机朗肯循环系统的循环热效率、工作压力、循环功比、焓效率、系统不可逆损失及火积耗散有很大影响。理想有机朗肯循环工质应具有良好的环境兼容性,即较低的臭氧层衰减指数(ODP)和较低的温室效应指数(GWP):要求工质不破坏大气臭氧层,即 ODP 值小于 0.05;对全球变暖的影响要小,即温室效应 GWP 值尽可能要小,在大气中的寿命尽可能短。同时,还应考虑工质的安全性要求,应尽量选择无毒、不易燃烧、不爆炸且与设备材料和润滑油具有良好兼容性的工质。

综合以上各方面因素考虑,最终选用 R600、R600a、R245fa、R236fa、R236ea、RC318、R227ea

共 7 种工质作为候选工质，这些工质均为 ODP 为零的干工质，其热物性参数如表 1 所示。

表 1 工质参数

Table 1 Working fluid parameters

工质	临界温度 /°C	临界压力 /kPa	标准工况沸点 /°C	GWP
R600	151.98	3796.0	-0.49	20
R600a	134.66	3629.0	-11.75	20
R245fa	154.01	3651.1	15.14	820
R236fa	124.92	3200.0	-1.44	6300
R236ea	139.29	3356.4	6.19	710
RC318	200.03	2778.0	-5.98	—
R227ea	170.03	2925.0	-16.34	2900

## 2 数学模型

为简化数学模型，作出如下假设：循环过程始终处于稳定状态；忽略管道及设备热损失的影响；换热器及管道中的压力损失忽略不计；螺杆膨胀机效率与工质泵效率为恒定值，采用 EES 软件自带工质热物性参数。表 2 为有机朗肯循环计算条件，系统循环 T-s 图如图 2 所示。

表 2 有机朗肯循环计算条件

Table 2 Calculation conditions for ORC

参数	数值
环境温度/°C	20
冷源进水温度/°C	15
热源进水温度/°C	90
蒸发器及冷凝器窄点温度/°C	5
螺杆膨胀机等熵效率	0.75
工质泵等熵效率	0.8

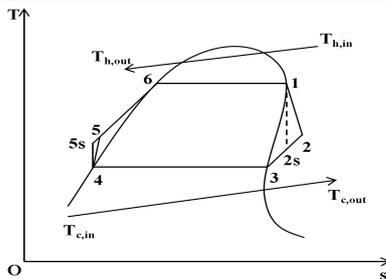


图 2 系统循环 T-s 图

Fig.2 T-s diagram of system

有机朗肯循环系统中基本方程如式 (1) - (12) 所示。

蒸发器吸收的热量：

$$Q_1 = \frac{\rho q_v}{3600} (h_1 - h_5) \quad (1)$$

式中： $Q_1$  为蒸发器吸热量，kW； $q_v$  为螺杆膨胀机进口工质体积流量， $m^3/h$ ； $\rho$  为螺杆膨胀机进口工质密度， $kg/m^3$ ； $h_5$ 、 $h_1$  分别为蒸发器工质侧进、出口比焓值， $kJ/kg$ 。

工质泵的输入功：

$$W_p = \frac{\rho q_v (h_{5s} - h_4)}{3600 \eta_p} \quad (2)$$

式中： $W_p$  为工质泵输入功，kW； $\eta_p$  为泵的等熵效率； $h_{5s}$  为工质泵理论出口比焓值， $kJ/kg$ ； $h_4$  为工质泵进口比焓值， $kJ/kg$ 。

螺杆膨胀机膨胀过程中工质对外所做的功：

$$W_T = \frac{\rho q_v}{3600} (h_1 - h_{2s}) \eta_T \quad (3)$$

式中： $W_T$  为螺杆膨胀机膨胀过程中工质对外所做的功，kW； $\eta_T$  为螺杆膨胀机等熵效率； $h_{2s}$  为螺杆膨胀机理论出口比焓值， $kJ/kg$ 。

系统循环热效率：

$$\eta_1 = \frac{W_T - W_p}{Q_1} = \frac{(h_1 - h_{2s}) \eta_T - (h_{5s} - h_4) \eta_p^{-1}}{h_1 - h_5} \quad (4)$$

系统循环功比：

$$r_w = \frac{W_T - W_p}{W_T} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_5 - h_4)}{h_1 - h_2} \quad (5)$$

式中： $h_2$  为螺杆膨胀机实际出口比焓， $kJ/kg$ ； $h_5$  为工质泵实际出口焓值， $kJ/kg$ 。

系统焓效率为：

$$\eta_2 = \frac{W_T - W_p}{Q_1 (1 - \frac{T_L}{T_H})} = \frac{(h_1 - h_{2s}) \eta_T - (h_{5s} - h_4) \eta_p^{-1}}{(h_1 - h_5) (1 - \frac{T_L + 273}{T_H + 273})} \quad (6)$$

式中： $T_L$  为冷源温度， $^{\circ}C$ ； $T_H$  为热源温度， $^{\circ}C$ 。

系统总不可逆损失：

$$I_{overall} = \frac{\rho q_v (T_0 + 273)}{3600} (\frac{h_5 - h_1}{T_H + 273} - \frac{h_4 - h_2}{T_L + 273}) \quad (7)$$

式中： $I_{overall}$  为系统总不可逆损失， $kJ/kg$ ； $T_0$  为环境温度， $^{\circ}C$ 。

系统蒸发过程的火积耗散：

$$G_{eva} = \frac{1}{2} C_{p,h} (T_{h,in}^2 - T_{h,out}^2) - \frac{1}{2} [Q_{5,6} (T_5 + T_6) + Q_{6,1} (T_6 + T_1)] \quad (8)$$

系统冷凝过程的火积耗散：

$$G_{con} = \frac{1}{2}[Q_{3,4}(T_3 + T_4) + Q_{2,3}(T_2 + T_3)] - \frac{1}{2}CP_h(T_{c,out}^2 + T_{c,in}^2) \quad (9)$$

系统流向环境的火积耗散:

$$G_{env} = \frac{1}{2}CP_h(T_{h,out} - T_0)^2 + \frac{1}{2}CP_h(T_{c,out} - T_0)^2 \quad (10)$$

式中:  $G_{eva}$  为系统蒸发过程的火积耗散,  $\text{kW}\cdot\text{K}$ ;  $G_{con}$  为系统冷凝过程的火积耗散,  $\text{kW}\cdot\text{K}$ ;  $G_{env}$  为系统流向环境的火积耗散,  $\text{kW}\cdot\text{K}$ ;  $CP_h$ 、 $CP_c$  分别为热源和冷却水的热容流率, 计算方法如式 (11)、(12) 所示;  $T_{h,in}$  为热源入口温度,  $\text{K}$ ;  $T_{h,out}$  为热源出口温度,  $\text{K}$ ;  $Q_{2,3}$ 、 $Q_{3,4}$ 、 $Q_{5,6}$ 、 $Q_{6,1}$  分别为 2-3、3-4、5-6、6-1 过程的换热量,  $\text{kW}$ ;  $T_1$ 、 $T_2$ 、 $T_3$ 、 $T_4$ 、 $T_5$ 、 $T_6$  为 1~6 点的温度值,  $\text{K}$ ;  $T_{c,in}$  为冷源入口温度,  $\text{K}$ ;  $T_{c,out}$  为冷源出口温度,  $\text{K}$ 。

$$CP_h = \frac{Q_{eva}}{T_{h,in} - T_{h,out}} \quad (11)$$

$$CP_c = \frac{Q_{con}}{T_{c,out} - T_{c,in}} \quad (12)$$

### 3 结果与分析

#### 3.1 基于热力学第一定律进行分析

系统的蒸发压力是一个较为重要的指标, 过高的蒸发压力可能会导致部件承压问题, 进而增加设备费用。图 3 反映了各工质蒸发压力随体积分量的变化趋势。从图 3 可以看出, 随着工质体积分量的增加, 工质蒸发压力不断下降。以 R236fa 为例, 当工质体积分量为  $6\text{m}^3/\text{h}$  时, 蒸发压力为  $1151\text{kPa}$ , 当工质体积分量增至  $14\text{m}^3/\text{h}$  时, 蒸发压力降低至  $940.5\text{kPa}$ 。对于不同工质, 在相同的体积分量下, R227ea 的蒸发压力最大, R245fa 的蒸发压力最小。当体积分量为  $14\text{m}^3/\text{h}$  时, R227ea 的蒸发压力比 R245fa 高约  $650.1\text{kPa}$ 。

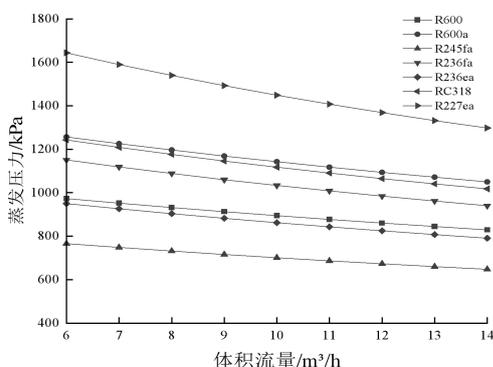


图 3 不同工质蒸发压力变化情况

Fig.3 Evaporation pressure changes with working fluids

图 4 反映了不同工质体积分量下 7 种工质的循环功比。由图 4 可知, 随着工质体积分量的增加, 各工质的循环功比略有上升, 且各工质间的循环功比差值基本保持稳定。对于不同工质, 相同体积分量下, R245fa 的循环功比大于其他工质。如: 当工质体积分量为  $14\text{m}^3/\text{h}$  时, R245fa 的循环功比达到  $97.94\%$ , 比 RC318 高  $3.38\%$ , 比 R227ea 高  $5.56\%$ 。

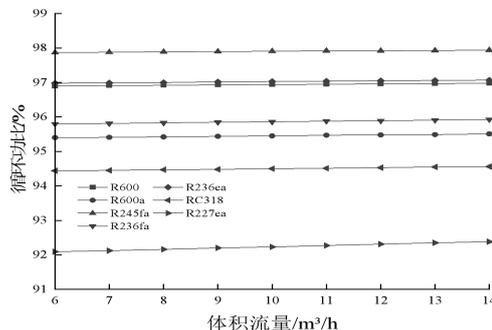


图 4 不同工质循环功比变化情况

Fig.4 Cycle work ratio changes with working fluids

图 5 反映了不同工质体积分量下 7 种工质的循环热效率。从图 5 可以看出: 随着循环工质体积分量的增加, 循环热效率不断降低。以 R236fa 为例, 当工质体积分量为  $6\text{m}^3/\text{h}$  时, 循环热效率为  $10.34\%$ , 当工质体积分量增至  $14\text{m}^3/\text{h}$  时, 循环热效率降至  $8.07\%$ 。且随着循环工质体积分量的不断增加, 各工质间的循环热效率差距也不断增大。当工质体积分量为  $6\text{m}^3/\text{h}$  时, 工质 RC318 和 R227ea 的循环热效率差值为  $0.66\%$ , 当工质体积分量增加至  $14\text{m}^3/\text{h}$  时, 两者循环热效率差值增加至  $1.18\%$ 。同时由图 5 还可知, 在相同的工质体积分量下, R245fa 的循环热效率大于其他工质, R227ea 的循环热效率最低。在工质体积分量为  $14\text{m}^3/\text{h}$  时, R245fa 的循环热效率为  $9.76\%$ , R227ea 的循环热效率为  $6.34\%$ , 比 R245fa 低了  $3.42\%$ 。

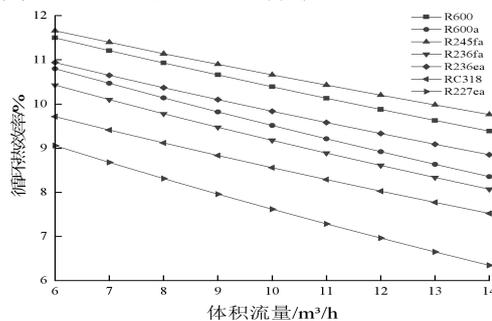


图 5 不同工质循环热效率变化情况

Fig.5 Cycle thermal efficiency changes across working fluids

### 3.2 基于热力学第二定律进行分析

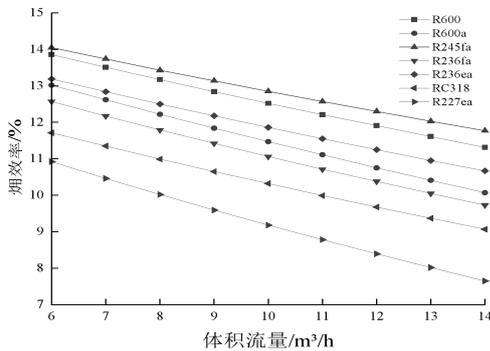


图 6 不同工质焓效率变化情况

Fig.6 Exergy efficiency changes across working fluids

图 6 反映了不同工质体积流量下 7 种工质的焓效率。由图 6 可知,随着工质体积流量的不断增加,焓效率不断下降。以 R236fa 为例,当工质体积流量为 6m³/h 时,焓效率为 12.57%,当工质体积流量增至 14m³/h 时,焓效率降至 9.73%。对于不同的工质,相同体积流量下 R245fa 的焓效率最高, R227ea 最低。当体积流量为 14m³/h 时, R245fa 比 R227ea 的焓效率高 4.12%。

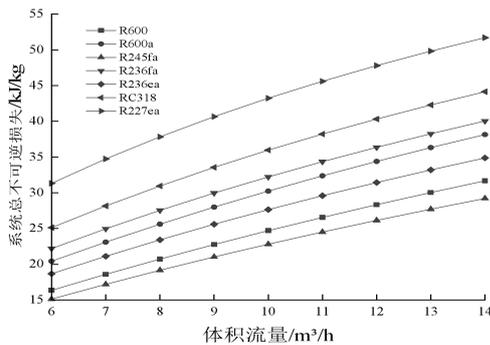


图 7 不同工质系统总不可逆损失变化情况

Fig.7 Total irreversibility changes with working fluids

图 7 反映了不同工质体积流量下 7 种工质对系统的总不可逆损失影响的变化情况。由图 7 可知,随着工质体积流量不断增加,各工质对系统的总不可逆损失不断增加,增加速率呈减小趋势。以 R236fa 为例,当工质体积流量为 6m³/h 时,系统总不可逆损失为 22.19kJ/kg,当工质体积流量增加至 14m³/h 时,系统总不可逆损失升高至 40.5kJ/kg。同时各工质间对系统的总不可逆损失差距也不断加大,在工质体积流量为 6m³/h 时,7 种工质对系统的总不可逆损失较为接近,当工质体积流量增大至 14m³/h 的时候,工质对系统的总不可逆损失差

值变大。例如:当工质体积流量为 6m³/h 时,工质 RC318 和 R227ea 对系统的总不可逆损失的差值为 6.2kJ/kg,当工质体积流量增加至 14m³/h 时,两者对系统的总不可逆损失差值上升至 7.57kJ/kg。同时由图 7 还可知,相同的体积流量下, R245fa 对系统的总不可逆损失最小。

### 3.3 基于火积理论进行分析

火积耗散是指热量传递过程中传递能力的损失,是基于热力学第二定律针对系统热性能的一项评价指标。图 8 反映了不同工质体积流量下 7 种工质的火积耗散情况。由图 8 可知,随着工质体积流量的增加,各工质的火积耗散不断降低,且降低速率不断减小。以 R236fa 为例,当工质体积流量为 6m³/h 时,火积耗散为 3214/(kW·K),当工质体积流量增至 14m³/h 时,火积耗散降至 2820/(kW·K),下降了 394/(kW·K)。相同工质体积流量下, R245fa 火积耗散最大, R227ea 火积耗散最小。

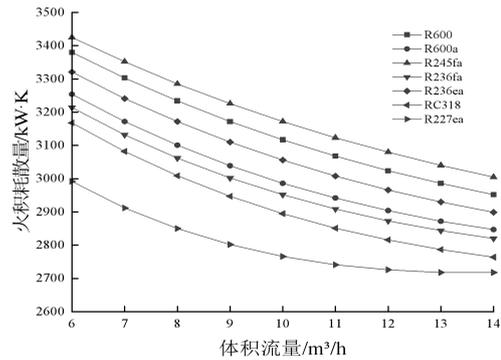


图 8 不同工质火积耗散变化情况

Fig.8 Entransy dissipation changes with working fluids

系统中火积耗散包括三个环节,即蒸发过程的火积耗散、冷凝过程的火积耗散和流向环境的火积耗散<sup>[14]</sup>。图 9 以 R245fa 为例,说明了不同工质体积流量下三个环节下的火积耗散。从图 9 可以看出,在太阳能有机朗肯循环系统中,流向环境的火积耗散是主要的耗散形式,当工质体积流量为 6m³/h 时,流向环境的火积耗散为 3425/(kW·K),大约占该工质体积流量下火积耗散的 90%。当工质体积流量不断增加时,流向环境的火积耗散逐渐减小,但仍占主导地位。冷凝过程的火积耗散最小,当工质体积流量为 6m³/h 时,冷凝过程的火积耗散仅为 106.8/(kW·K),但随着工质体积流量的不断增加,冷凝过程的火积耗散不断增大,当工质体积流量增至 14m³/h 时,冷凝过程的火积耗散升至

253.9/(kW·K)。随着工质体流量的不断增加, 蒸发过程的火积耗散也呈不断上升的趋势, 当工质体流量为  $6\text{m}^3/\text{h}$  时, 蒸发过程的火积耗散为  $231/(\text{kW}\cdot\text{K})$ , 当体流量增加至  $14\text{m}^3/\text{h}$  时, 蒸发过程火积耗散上升至  $423.2/(\text{kW}\cdot\text{K})$ 。同时由图 9 可知, 在工质体流量较低时蒸发过程的火积耗散量和冷凝过程的火积耗散很小。例如, 在工质体流量为  $6\text{m}^3/\text{h}$  时, 两者分别仅占总火积耗散的 6.98% 和 2.91%。

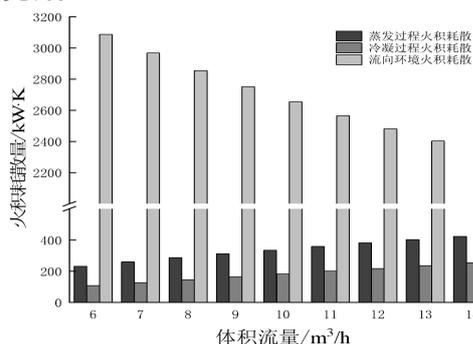


图 9 R245fa 三个环节的火积耗散

Fig.9 Entransy dissipation of three links for R245fa

## 4 结论

(1) 本文以太阳能有机朗肯循环系统为研究对象, 利用 EES 软件对在不同工质体流量下不同工质的热力性能进行了分析, 并利用热力学第一、第二定律和火积理论进行分析。

(1) 当工质体流量范围为  $6\sim 14\text{m}^3/\text{h}$  时, 循环功比、系统总不可逆损失随着工质体流量的增加而上升; 蒸发压力、循环热效率、系统焓效率、火积耗散随着工质体流量的增加而下降; 流向环境的火积耗散量占主导地位, 在工质流量较低时蒸发过程的火积耗散量和冷凝过程的火积耗散占比很小。

(2) R245fa 的循环热效率、焓效率及循环功比最大, 系统总不可逆损失最小, 同时蒸发压力较低, 可提高系统的安全性、稳定性及可操作性。

(3) R245fa 的热效率、焓效率在工体流量为  $6\text{m}^3/\text{h}$  时最大, 分别为 11.66%、14.5%, 循环功比、系统总不可逆损失在工质体流量为  $14\text{m}^3/\text{h}$  时最大, 分别为 97.94%、15.24KJ/kg。

(4) 综合各方面考虑, R245fa 作为太阳能有机朗肯循环的循环工质具有较高的热效率、焓效率和循环功比, 且能产生较小的系统总不可逆损失。

## 参考文献:

- [1] 毛静雯,徐斌,胡宜康,等.太阳能有机朗肯循环研究与应用综述[J].低温与超导,2020,48(6):77-83.
- [2] 朱江,鹿院卫,马重芳,等.低温地热有机朗肯循环(ORC)工质选择[J].可再生能源,2009,27(2):76-79.
- [3] 马新灵,邱宇恒,孟祥睿,等.基于 NSGA-II 算法的变温度热源有机朗肯循环系统性能分析及工质选择[J].热力发电,2023,52(4):82-89.
- [4] 张洁雄,张杰,穆永超,等.太阳能有机朗肯循环发电系统模拟优化研究[J].太阳能学报,2023,44(9):236-240.
- [5] 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.
- [6] 冯军胜,程新妮,王欢欢,等.低温烟气余热 ORC 系统工质选择及热经济性分析[J].钢铁研究学报,2023,35(9):1174-1183.
- [7] JEONG Y S, PARK K, JANG Y C, et al. Optimal working-fluid selection for organic Rankine cycle integrated into a combined cycle cogeneration plant[J]. Springer science and business media llc, 2024,38(4):2073-2080.
- [8] HETTIARACHCHI H M, GOLUBOVIC M, M. WOREK W, et al. Optimum design criteria for an organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources[J]. Elsevier bv, 2007,32(9):1698-1706.
- [9] 范伟,赵若丞,韩中合,等.有机工质向心透平设计参数优选及热力设计[J].太阳能学报,2017,38(8):2309-2316.
- [10] WANG E, ZHANG H, FAN B, et al. Optimized performances comparison of organic Rankine cycles for low grade waste heat recovery[J]. Springer science and business media llc, 2012,26(8):2301-2312.
- [11] 王智,吴伟铭,韩中合.基于向心透平热力设计优化的有机朗肯循环工质选择[J].太阳能学报,2015,36(9):2225-2230.
- [12] 韩中合,贾晓强,李鹏.有机工质向心透平导向叶栅内流分析[J].太阳能学报,2020,41(7):313-320.
- [13] 马丕胤,柴俊霖,杨富斌,等.太阳能驱动有机朗肯循环热经济性优化[J].太阳能学报,2024,45(10):381-390.
- [14] 马新灵,潘佳浩,邱宇恒,等.不同工况下非共沸混合工质有机朗肯循环系统性能研究[J].热能动力工程,2023,38(2):10-17.