

# Multi-Objective Optimization of ORC Systems and Performance Analysis under Off-Design Condition

Lanxiong Nie, Shengli Tang

Key Laboratory of Low-Grade Energy Utilization Technologies and Systems, Ministry of Education, Chongqing University, Chongqing

Email: [nielanxiong2014@sina.com](mailto:nielanxiong2014@sina.com)

Received: Mar. 13<sup>th</sup>, 2015; accepted: Apr. 1<sup>st</sup>, 2015; published: Apr. 8<sup>th</sup>, 2015

Copyright © 2015 by authors and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

---

## Abstract

This paper takes thermal efficiency, energy efficiency and the Initial investment cost as the optimization object, compared the comprehensive performance of Organic Ranking Cycle (ORC) with recuperator, reheat Organic Ranking Cycle and Organic Ranking Cycle power generation systems which using R245fa as working fluid. The result suggests that Organic Ranking Cycle with recuperator is more suitable for the recovery of the low-temperature heat source on the given parameters. Analyses of characteristics under off-design condition are conducted under this foundation. When the goal is to maximize the output power for the energy recovery system, the heat source's temperature changes have a significant impact on the system operating pressure; the net power output and the thermal efficiency increased with increasing heat source's temperature or mass flow rate. However, the heat recovery efficiency with increasing temperature of the heat source increases, but with the increase of heat flow decreases. Its minimum value, 4.39%, is achieved for heat source temperature and mass flow rate equal to 423 K and 12 kg·s<sup>-1</sup>, while its maximum value, 7.46%, is achieved for heat source temperature and mass flow rate equal to 473 K and 6 kg·s<sup>-1</sup>.

## Keywords

Organic Rankine Cycle, Optimization, Genetic Algorithm, Recovery, Off-Design Condition

---

# 有机朗肯循环发电系统多目标优化及变工况下的性能分析

聂兰胸, 唐胜利

重庆大学低品位能源利用技术及系统教育部重点实验室, 重庆

Email: [nielanxiong2014@sina.com](mailto:nielanxiong2014@sina.com)

收稿日期: 2015年3月13日; 录用日期: 2015年4月1日; 发布日期: 2015年4月8日

## 摘要

本文以R245fa为工质的再热型、回热型及基本型有机朗肯循环发电系统为对象, 以热效率、火用效率及初投资作为优化变量, 以实现系统对中低温热源回收的综合性能最优为目标, 构建了优化函数, 分析比较了三种系统的综合性能, 分析表明, 在给定余热条件下, 采用回热型有机朗肯循环发电系统更适合。在此基础上, 对回热型有机朗肯循环发电系统的变工况特性进行了分析, 以输出功率最大为目标运行时, 热源温度的改变对系统运行压力的影响相比热源流量的变化更大; 输出功率及系统热效率随热源温度及流量增加而增加, 热回收效率随热源温度的增加而增加, 但却随热源流量的增加而降低, 当热源温度及流量分别为423 K、12 kg·s<sup>-1</sup>时, 系统热回收效率达到最小值4.39%, 而当热源温度及流量分别为473 K、6 kg·s<sup>-1</sup>时, 热回收效率达到最大值7.46%。

## 关键词

有机朗肯循环, 优化, 遗传算法, 回收, 变工况

## 1. 引言

有机朗肯循环发电系统以其在低温热源回收利用中的优异性能, 使其成为重要的研究内容, 除了对工质的选择、物性的研究外, 对循环系统进行优化设计也是改善 ORC (Organic Rankine Cycle) 发电系统性能的关键, 国内外有大量学者在这方面进行了研究。张圣君[1]以系统比净功最大为优化目标, 以窄点分析方法对系统进行了优化研究, 以寻求系统的最优工质和最优循环参数。Yiping Dai 等[2]采用火用效率为目标函数, 对透平进口温度与压力进行了组合优化, 还有其他相关优化设计[3]-[5]均从热力学角度或经济学角度进行单目标优化得到优化参数, 在实际系统设计中, 若采用单目标优化, 可能会造成投资增加或者系统效率降低, 同时也会造成优化参数不完全合理。王漫等[6]虽以火用效率最大和总投资最小为目标函数, 优化并选择了最佳工质及热力参数, 但不同工质给定了不同的蒸发压力设计范围且并未考虑热效率的影响, 本文建立了以热效率、火用效率及初投资为优化目标的目标函数, 对不同热力系统进行综合分析, 更适应于工程实际需求。同时研究其变工况运行特性及优化方法, 对系统运行有一定指导作用。

## 2. 有机朗肯循环发电系统的数学模型

### 2.1. 系统热力学模型的建立

有机朗肯循环系统如图 1 所示, 有机工质通过增压泵加压进入回热器, 加热后进入蒸发器内, 与外

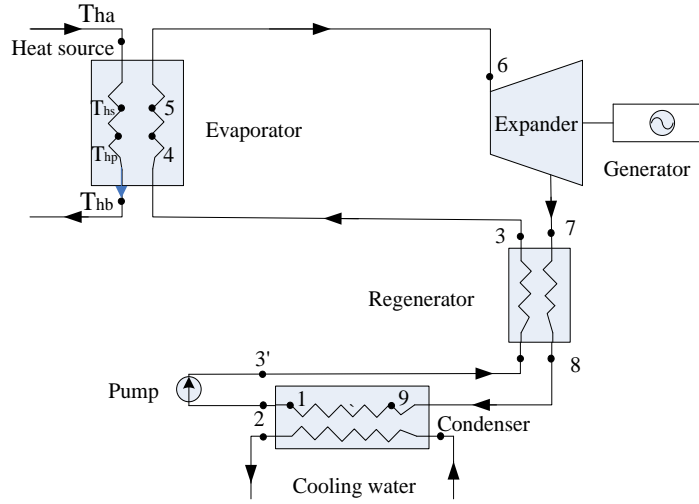


Figure 1. Configuration of Organic Rankine Cycle with regeneration  
图 1. 回热型有机朗肯循环发电系统示意图

界热源换热加热成饱和蒸汽或过热蒸汽后，进入透平做功，乏汽通过回热器将热量传给进入蒸发器的有机工质，流出的气态有机工质进入冷凝器冷凝，再通过工质泵将工质输送到蒸发器内，实现系统循环运作，输出电能。本文从热经济性及投资角度建立起系统数学模型。

### 2.1.1. 换热器数学模型

管壳式换热器结构简单，操作可靠，可采用各种结构材料同时能在高温高压条件下使用，目前大多数 ORC 发电厂均采用管壳式换热器[7]，因此，本文建立起管壳式换热器换热数学模型进行后续分析与研究。换热器的换热参数的计算不考虑管内、外侧污垢的影响。

换热器吸热量：

$$Q_r = m_{orc} (h_6 - h_3) \quad (1)$$

式中： $Q_r$  为换热器吸热量(kW)； $m_{orc}$  为工质流量(kg·s<sup>-1</sup>)； $h$  为比焓(kJ·kg<sup>-1</sup>)；下标 6, 3 表示节点号(参见图 1)。

余热介质所具有的火用值为

$$ex_{in} = m_h [h - h_{surr} - T_{surr} (S - S_{surr})] \quad (2)$$

式中， $ex$  为热源介质的火用值，kW； $T$  为温度，K； $S$  为比熵，kJ·kg<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup>；下标： $h$  表示换热器； $in$  表示相应设备的进口， $surr$  表示环境。

换热器预热段及过热段管侧单相流体换热系数计算采用如下关联式[8]

$$Nu_g = \begin{cases} 3.66, & Re < 2300; \\ \frac{0.5f(Re-10^3)}{1+12.7\left(\frac{f}{2}\right)^{0.5}(Pr^{2/3}-1)}, & Re > 2300. \end{cases} \quad (3)$$

$$f = \begin{cases} 0.079 Re^{-1/4}, & 2300 < Re < 2 \times 10^4; \\ 0.046 Re^{-1/5}, & Re > 2 \times 10^4. \end{cases} \quad (4)$$

管侧两相流换热系数计算采用 Wang-Touber's [9]关联式

$$\alpha_p = \begin{cases} \alpha_{ww}, & 0 \leq x \leq x_d; \\ \alpha_{ww} \left| x = x_d - \left( \frac{x - x_d}{1 - x_d} \right)^2 (\alpha_{ww} \left| x = x_d - \alpha_{v,\text{all}} \right) \right., & x_d < x \leq 1. \end{cases} \quad (5)$$

$x_d$  为干涸点干度，可取作 0.85。

其中

$$\alpha_{ww} = 3.4 \left( \frac{1}{X_{II}} \right)^{0.45} \alpha_{v,\text{all}} \quad (6)$$

$X_{II}$  是气液两相均为紊流时的 Lockhart-Martinelli 数，定义为：

$$X_{II}^2 = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{1.75} \left( \frac{\nu_l}{\nu_v} \right) \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.25} \quad (7)$$

式中： $x$  为干度； $\nu$  为比体积( $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$ )； $\mu$  为动力粘度( $\text{Pa} \cdot \text{s}$ )；下标： $l$  表示饱和液体， $v$  表示饱和蒸汽。

对壳侧换热系数的计算可采用如下关联式[10]

$$Nu_k = 0.36 \text{Re}^{0.55} \text{Pr}^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (8)$$

### 2.1.2. 冷凝器

在冷凝器内，有机工质从壳侧流出，冷却介质(水)从管侧进入对乏汽进行冷却，冷凝器冷却放出热量可表示为

$$Q_l = m_{\text{orc}} (h_9 - h_1) \quad (9)$$

冷凝器的换热系数的计算在壳侧可采用 Nusselt's 计算式[11]，管侧为冷却水，无相变发生，直接采用 Dittus-Boelter [12]公式计算管侧换热系数。

$$Nu_c = 0.728 \left[ \frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g \gamma d_0^3}{\mu_l (T_l - T_w)} \right]^{1/4} \quad (10)$$

式中： $\gamma$  表示冷凝潜热( $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ )； $\rho$  表密度( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )。

### 2.1.3. 工质泵

工质泵数学模型仅从其热力学角度进行描述，其绝热压缩效率可表示为

$$\eta_{\text{pump}} = \frac{h_{3's} - h_2}{h_{3'} - h_2} \quad (11)$$

式中： $\eta$  表示效率(%)；下标：pump 表示泵，3's 表示工质在泵中等熵压缩后的理想状态点。泵耗功为

$$W_{\text{pump}} = \frac{m_{\text{orc}} (h_{3's} - h_2)}{\eta_{\text{pump}}} \quad (12)$$

### 2.1.4. 透平数学模型

在有机朗肯循环设计过程中，透平的选择非常重要，其选择需要考虑工质的热力学性质、机械功率要求、工质质量及体积流量、以及膨胀比，它的数学模型的建立在这里仍仅从考虑热力学考虑。

透平的输出功率为

$$W_t = m_{\text{orc}} (h_6 - h_7) \quad (13)$$

当系统在非设计工况下运行时，其绝热效率可表示为[13]

$$\eta_{\text{off}} = \eta_{\text{des}} \sin \left[ 0.5\pi \left( \frac{m_{\text{off}} \rho_{\text{des}}}{m_{\text{des}} \rho_{\text{off}}} \right)^{0.1} \right] \quad (14)$$

当透平喷嘴流通面积一定，在非设计工况下滑压运行，近似满足以下关系式[14]

$$\frac{m_{\text{off}} \sqrt{T_{\text{off, in}} / P_{\text{off, in}}}}{m_{\text{des}} \sqrt{T_{\text{des, in}} / P_{\text{des, in}}}} = \frac{\sqrt{1 - \left( \frac{P_{\text{off, in}}}{P_{\text{off, out}}} \right)^2}}{\sqrt{1 - \left( \frac{P_{\text{des, in}}}{P_{\text{des, out}}} \right)^2}} \quad (15)$$

式中： $T$  为温度(K)； $P$  表示压力(kPa)；下标 off、des、in、out 分别表示非设计工况、设计工况、透平入口、出口。

系统净输出功可表示为

$$W_{\text{net}} = W_t - W_{\text{pump}} - W_{\text{wpump}} \quad (16)$$

系统的热效率及火用效率可表示为

$$\eta_I = \frac{W_{\text{net}}}{Q_r}, \quad \eta_{II} = \frac{W_{\text{net}}}{\text{ex}_{\text{in}}}, \quad \eta_h = \frac{W_{\text{net}}}{Q_r + Q_h}$$

## 2.2. 经济性模型

目前关于有机朗肯循环系统并无明确的投资模型可用于对系统投资评估，本文参考文献[15]作初步可行性投资估计，这种估计方法可用于对设计方案的选择。系统初投资成本可按以下式子估算。

当处在环境工作压力条件下且采用碳钢材料时，购买费用可用如下模型

$$\lg C_p = K_1 + K_2 \lg A + K_3 (\lg A)^2$$

当设备处于非环境压力状态时，压力因子的计算如下

$$\lg F_p = C_1 + C_2 \lg P + C_3 (\lg P)^2$$

设备投资费用为

$$C_{BM} = C_p F_{BM} = C_p (B_1 + B_2 F_M F_p)$$

这里  $A$  表示所购买设备的换热面积； $P$  表示压强； $F_M$  表示材料因子； $K_1$ 、 $K_2$ 、 $K_3$ 、 $C_1$ 、 $C_2$ 、 $C_3$  及模型适用的主要性能参数可在文献[15]中查得。

## 3. 有机朗肯循环的多目标优化

### 3.1. 优化方法选择及参数设置

对于一个工程项目而言，是一个多目标下的设计与决策问题，因此，仅考虑热效率或火用效率是不够的，还必须考虑投资和运行成本，而这些目标往往是相悖的，如何找到合适的热力设计参数以实现系统优化运行，是本文研究的重点。

非支配解排序遗传算法(NSGA-II) [16]是目前最流行的多目标优化算法之一,其运行速度快,解集的收敛性好,成为其他多目标优化算法性能的基准。本文采用非支配解排序遗传算法,选取热效率、火用效率及初投资费用作为优化目标,有机工质流量、过热度、蒸发压力、再热压力(再热系统)、冷凝压力、回热器效能(回热系统)、冷却水流量作为决策变量对系统目标进行优化。决策变量的取值范围见表1所示,在优化再热型有机朗肯循环发电系统时,限定再热压力不高于蒸发压力,不低于冷凝压力,换热器蒸发段节点温度大于0,假设再热温度等于初始透平入口温度,设计热源温度为453 K,热源流量为10 kg/s,环境温度为293 K。

### 3.2. 优化结果分析与讨论

对于低温余热发电系统,为了实现系统输出更多净功,采用再热型有机朗肯循环发电系统可增加系统功率的输出,而在其他参数不发生改变的情况下,采用回热系统可以有效地提升系统的热效率,但增加再热器或者回热器,系统的整体造价就会相应提升。因而为了实现系统的经济性和高效率运行,需分析比较不同系统的综合性能,选择较好的循环系统和最优热力设计参数。

通过优化计算,得出在给定决策变量设置条件下,不同系统的最优解(Pareto 最优解)分布情况,如图2、图3所示。由图2可以看出,再热型有机朗肯循环最优解空间内的火用效率较回热型系统的火用效率高,回热型有机朗肯发电系统热效率比再热型有机朗肯发电系统热效率在相同的火用效率效率时更大,而投资费用相差不大,且回热型有机朗肯发电系统投资略低。因而,分析比较这两种发电系统可得出,回热型有机朗肯发电系统的整体性能表现更好。

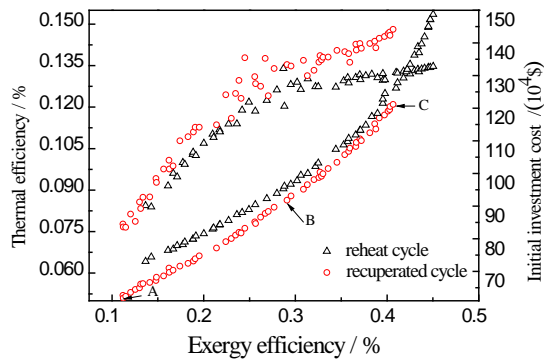
而从图3可以发现,采用回热型有机朗肯循环发电系统进行优化,与基本有机朗肯循环系统相比,相同火用效率条件下,热效率可以得到很好地提升,最优解空间最大值可达到14.64%,而基本有机朗肯循环发电系统热效率最大只能达到13.06%;回热型有机朗肯循环发电系统的初投资费用比基本有机朗肯循环发电系统高,但在相同火用效率时,其差值几乎不变,且随火用效率的增加,其相对基本有机朗肯循环发电系统的热效率提升速率大于投资费用的增长速率。因而,在 Pareto 最优前沿解里选择最优解时,选取的火用效率越大,回热型有机朗肯循环发电系统综合性能的优势就越明显。综合比较三种系统,在给定热源条件下,回热型有机朗肯发电系统的整体性能表现更好。

优化所得 Pareto 最优前沿解之间并无优劣之分,其所有解都可选为最优解,因而设计者可根据意愿和对各目标的重视程度,在 Pareto 最优前沿解里选择出满意解[17],图2中标识的A、B、C点,A点表示初投资费用及效率最低状态;C点表示获得初投资及效率最大状态;B点表示初投资及效率兼顾其解靠近解集凹(凸)处。本文重点分析火用效率与初投资的同时兼顾热效率,因而选择靠近B处的值,同时在B点区域内选择热效率最大的点,作为最优解。根据计算所得换热面积的大小,选择合适的换热器,进行方案比较。

根据优化的换热面积核算选择的换热器如表2所示,分别讨论选择Z1、H1,Z1、H2,Z2、H1,Z2、H2与冷凝器L四种组合方式的系统性能,如下表3所示,根据以下分析,可以发现方案一与方案二热效率相对增加量小于初投资费用的相对增加量,因此可知这两种组合方式不合理。选择方案三、四较好。方案四热效率相对方案三增加8.10%,初投资费用仅增加6.72%,火用效率相对变化很小,选择方案四更合理,最终优化后回热型有机朗肯循环发电系统的主要设计参数见表4。

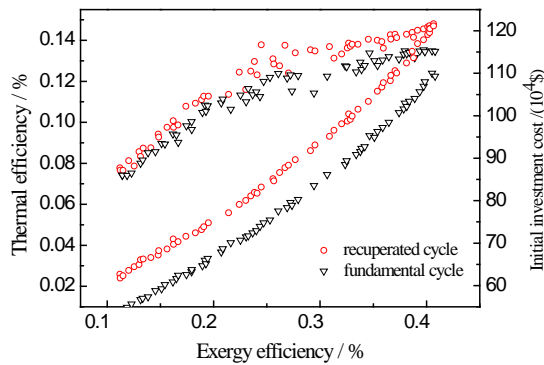
### 4. 热力系统变工况性能分析

热力系统运行的过程中,常处于变工况状态,本文重点分析当热源流量或温度发生改变时的最优运行参数。针对所选系统,由于各设备的结构已确定,蒸发温度和流量均是蒸发压力的函数,因此,本文以蒸发压力为决策变量进行分析。



**Figure 2.** Distribution of Pareto optimal solution of Organic Rankine Cycle with recuperator and reheat Organic Rankine Cycle

**图 2.** 再热型及回热型有机朗肯循环发电系统 Pareto 最优前沿解分布



**Figure 3.** Distribution of Pareto optimal solution of Organic Rankine Cycle and Organic Rankine Cycle with recuperator

**图 3.** 回热型及基本有机朗肯循环发电系统 Pareto 最优前沿解分布

**Table 1.** Calculation conditions of the ORC power generation system

**表 1.** 有机朗肯循环系统优化决策变量设置条件

Decision variables	Lower bound	Upper bound
Mass flow rate of fluid/kg·s <sup>-1</sup>	2.5	4.0
Degree of superheat/K	0	25
Expend inlet pressure/kPa	1400	2000
Condenser pressure/kPa	200	500
Mass flow rate of cooling water/kg·s <sup>-1</sup>	10	30
Regenerator effectiveness	0.3	0.9

**Table 2.** Main structural parameters of heat exchanger

**表 2.** 备选换热器结构参数

	Evaporator (Z1)	Evaporator (Z2)	Regenerator (H1)	Regenerator (H2)	Condenser (L)
Tube length/m	6	6	4.5	6	4.5
Pipe size	Ø19 × 2	Ø19 × 2	Ø19 × 2	Ø19 × 2	Ø19 × 2
Tube number	308	284	120	120	382
Shell diameter /mm	600	600	400	400	700
Tube pass number	4	6	2	2	6

**Table 3.** The main performance parameters of the comparison of different schemes**表 3.** 不同方案各主要性能参数比较

	$T_6$ (K)	$\eta_i$ /%	$\frac{\eta'_i - \eta_i}{\eta_i}$	$\eta_{II}$ /%	Initial investment /\$	$\frac{C' - C}{C}$
design value	394.5	13.24	0	29.10	917,880	0
Scheme one	401.7	13.48	1.81%	30.41	935,640	1.93%
Scheme two	401.5	13.42	1.36%	30.40	941,440	2.57%
Scheme three	403.4	13.57	2.49%	30.77	924,700	0.74%
Scheme four	404.3	13.68	3.32%	30.85	930,910	1.42%

**Table 4.** Design specifications of Organic Rankine Cycle with regeneration**表 4.** 回热型有机朗肯循环系统主要设计参数

Key parameter	Value	Key parameter	Value
Heat source temperature	453 K	Pump isentropic efficiency	0.8
Mass flow rate of heat source	10 kg·s <sup>-1</sup>	Pinch point temperature of evaporator	20.9 K
Vapor pressure	1836.8 kPa	Pinch point temperature of condenser	10 K
Expander inlet temperature	404.3 K	Total heat transfer area	242 m <sup>2</sup>
Condensation pressure	228.6 kPa	Output Power	96.4 kW
Mass flow rate of working fluid	3.1 kg·s <sup>-1</sup>	Ambient temperature	293 K
Expander isentropic efficiency	0.85	Cooling water	17.44 kg·s <sup>-1</sup>

图 4 给出了在热源温度及流量发生改变时, 系统输出功率随蒸发压力的变化关系。为防止透平在较大工质流量条件下超速运行, 在分析的过程中限制工质流量在 50%~125% 设计流量值范围内, 以保证系统安全稳定运行。从图 4 中可以看出, 系统在热源温度发生改变时, 输出功率随蒸发压力的增加均存在最大值, 当热源温度高于设计温度时, 随着蒸发压力的增加系统总输出功率先增加后下降, 其原因在于随着蒸发压力的增加, 工质流量及冷却水流量增加, 工质泵及冷却水循环泵的耗功快速增加而造成的; 当热源温度低于设计温度值时, 蒸发压力上升到使蒸发器出口为饱和干蒸汽状态时, 总输出功率达到最大值。而当热源流量发生改变时, 系统输出功率随蒸发压力的变化规律与热源温度发生改变时一致, 但当蒸发压力降低到一定值时, 不同热源流量条件下其热效率及输出功率几乎相同。其原因在于: 随着蒸发压力的降低, 工质流量降低, 出口温度升高, 当工质流量过低时, 出口温度趋于热源进口温度且随着蒸发压力的降低变化很小, 即此时改变热源流量在相同蒸发压力条件下系统热效率及输出功率变化很小。

图 5 所示为在不同热源温度或流量条件下, 采用以输出功率最大运行时最佳蒸发压力及对应蒸发器出口温度、工质流量的变化趋势。如图 5(a)所示, 当热源温度为 423 K 时, 其最佳蒸发压力为 1380 kPa, 而当热源温度增加 50 K, 其最佳蒸发压力快速增加到 2140 kPa; 当热源流量从 6 kg/s 提升一倍到 12 kg/s 时, 如图 5(b)所示, 最佳蒸发压力仅从 1430 kPa 上升到 2150 kPa。可以发现, 在变工况条件下热源温度的改变对系统最佳蒸发压力的影响更大。在变工况条件下以输出功率最大运行(如图 5(a), 图 5(b)), 可以发现随着热源温度或流量的增加, 最佳蒸发压力及对应蒸发器出口温度、工质流量及增加, 当热源温度或流量超过设计工况时, 由于蒸发压力的增加使得泵的耗功增加明显, 其蒸发压力的变化速率随热源温度或流量的增加减缓。当热源温度由 423 K 增加至 473 K, 热源侧出口温度仅从 371.4 K 增加到 388.4 K, 从而使得换热器吸热量增加, 如图 5(a)所示。

如图 6(a)所示, 随着热源温度的增加, 系统热效率、热回收效率及输出功率随之增加, 系统热效率从 11.63% 增加到 14.08%, 提升 21.07%; 热回收效率从 4.61% 增加到 6.59%, 提升 43.26%; 而输出功率由 60.25 kW 大幅提升到 118.38 kW, 提升 98.49%。当热源流量增加时, 系统热效率及输出功率的变化趋



势与热源温度变化一致，但热回收效率却随热源流量的增加而降低。当热源流量为  $12 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$  热源温度为  $423 \text{ K}$  时，热回收效率达到最小值  $4.39\%$ ，而当热源流量为  $6 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$  热源温度为  $473 \text{ K}$  时，热回收效率达到最大值为  $7.46\%$ ，如图 7 所示。

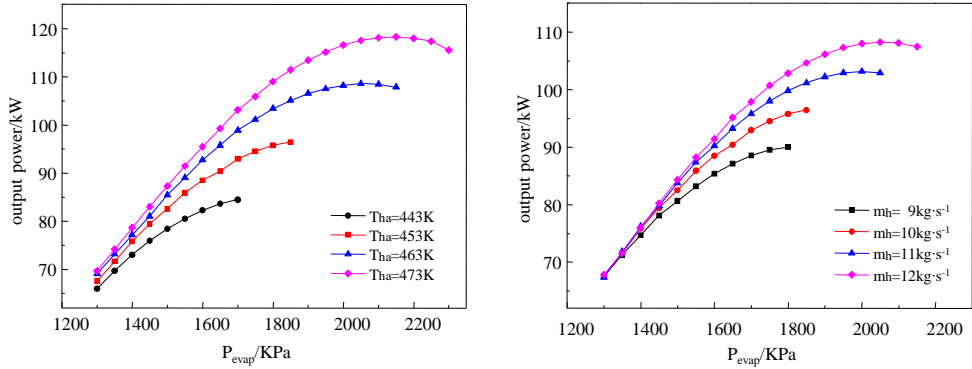


Figure 4. Variation of output power or efficiencies with a variation of vapor pressure at different temperature of heat source or mass flow rate of heat source under off-design condition

图 4. 不同热源温度及流量条件下输出功率随蒸发压力的变化关系

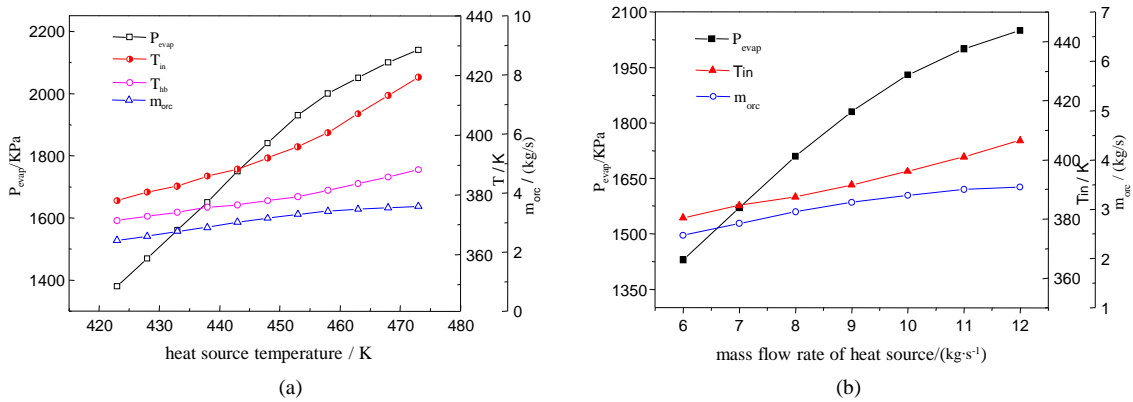


Figure 5. Variation of optimal key parameters with a variation of heat source temperature or mass flow rate under off-design conditions

图 5. 热源温度及流量改变时对应最优热力参数的变化关系

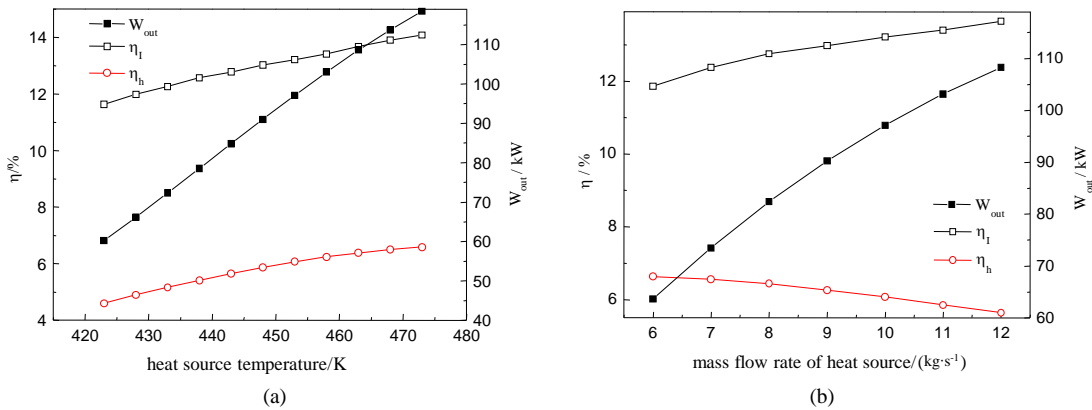
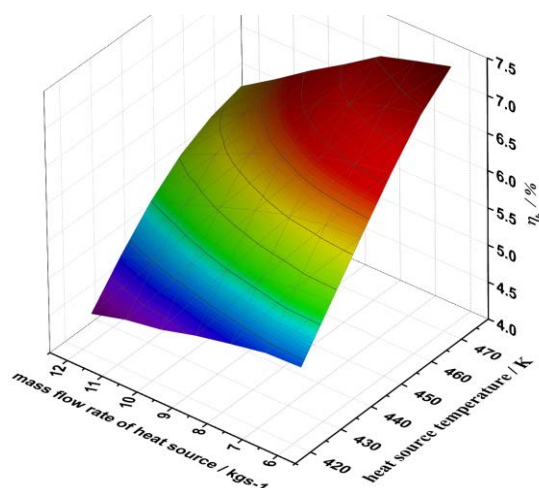


Figure 6. Variation of efficiencies and output power with a variation of heat source temperature or heat source mass flow rate operation at optimal key parameters under off-design conditions

图 6. 热源温度及流量改变时系统热效率、热回收效率及输出功率随热源温度的变化关系



**Figure 7.** Variation of recovery efficiencies with a variation of heat source temperature and heat source mass flow rate operation under off-design conditions

**图 7.** 热回收效率随热源温度及流量变化关系

## 5. 结论

本文从热力性和经济性角度出发, 进行多目标优化, 分析比较了再热型有机朗肯循环发电系统、回热型有机朗肯循环发电系统及基本朗肯循环发电系统的综合性能, 选择了最佳的回收热力系统及优化参数, 并对所选系统分析讨论了在热源温度、热源流量发生改变时系统变工况下的性能变化规律。研究结果表明:

- 1) 在给定参数条件下对不同系统进行多目标优化, 分析得出回热型有机朗肯循环发电系统综合性能更好, 更适合对此低温热源的回收;
- 2) 在系统在变工况下以输出功率最大运行时, 热源温度的改变对系统运行压力的影响相比热源流量的变化更大; 输出功率及系统热效率随热源温度及流量增加而增加, 热回收效率随热源温度的增加而增加, 但随热源流量的增加而降低。

## 参考文献 (References)

- [1] 张圣君 (2012) 低温地热发电循环理论优化与有机工质朗肯循环性能实验研究. 天津大学, 天津.
- [2] Dai, Y.P., et al. (2009) Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*, **50**, 576-582.
- [3] Wei, D.H., Lu, X.S., Lu, Z., et al. (2007) Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*, **48**, 1113-1119.
- [4] Schuster, A., Karellas, S. and Aumann, R. (2010) Efficiency optimization potential in supercritical organic Rankine cycle. *Energy*, **35**, 1033-1039.
- [5] 汤元强, 宇岳峰 (2012) 低温余热双循环发电系统的设计与优化. *动力工程学报*, **32**, 487-493.
- [6] 王漫, 王江峰, 阎哲泉, 马少林, 戴义平 (2013) 有机工质低温余热发电系统多目标优化设计. *动力工程学报*, **33**, 387-392.
- [7] Sekulic, D.P. and Saha, R.K. (2003) *Fundamentals of heat exchanger design*. John Wiley & Sons Inc., New York.
- [8] Calise, F., et al. (2013) Design and parametric optimization of an organic Rankine cycle powered by solar energy. *American Journal of Engineering and Applied Sciences*, **6**, 178-204.
- [9] Wang, H. and Touber, S. (1991) Distributed and non-steady-state modeling of an air cooler. *International Journal of Refrigeration*, **14**, 4-25.
- [10] 夏清, 陈常贵 (2007) 化工原理. 天津大学出版社, 天津, 1.

- 
- [11] Nusselt, W. (1916) The condensation of steam on cold surface. *Zeitschrift Des Vereines Deutscher Ingenieure*, **60**, 541-546.
- [12] Dittus, F.W. and Boelter, L.M.K. (1985) Heat transfer in automobile radiators of tubular type. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **12**, 3-22.
- [13] Calise, F., Capuozzo, C., Carotenito, A. and Vanoli, L. (2014) Thermodynamic analysis and off-design performance of an organic Rankine cycle power by medium-temperature heat sources. *Solar Energy*, **103**, 595-609.
- [14] Gabbriellini, R. (2012) A novel design approach for small scale low enthalpy binary geothermal power plants. *Energy Conversion and Management*, **64**, 263-272.
- [15] Turton, R., Bailie, R.C., Whiting, W.B., et al. (2009) Analysis, synthesis and design of chemical processes. 3rd Edition, Prentice Hall Inc., America.
- [16] Deb, K. (2001) Multi-objective optimization using evolutionary algorithms. John Wiley & Sons Ltd., UK.
- [17] 王晓鹏 (2003) 多目标优化设计中的 Pareto 遗传算法. *系统工程及电子技术*, **25**, 1558-1561.