

采用涡轮膨胀机的有机朗肯循环系统优化*

刘茜^{1,2,3,4}, 刘莉娜⁵, 王令宝^{1,2,3,4}, 卜宪标^{1,2,3}, 李华山^{1,2,3†}

(1. 中国科学院广州能源研究所, 广州 510640; 2. 中国科学院可再生能源重点实验室, 广州 510640;
3. 广东省新能源和可再生能源研究开发与应用重点实验室, 广州 510640; 4. 中国科学院大学, 北京 100049;
5. 中国航天建设集团有限公司, 北京 100071)

摘要: 针对采用涡轮膨胀机的低温亚临界有机朗肯循环 (Organic Rankine cycle, ORC) 系统, 以 R245fa 为循环工质, 基于 EES (Engineering Equation Solver) 软件建立了数学模型。在给定的冷热源参数条件下, 以单位净发电量所需的总传热面积和循环热效率为目标函数, 采用共轭方向法对 ORC 系统进行多目标优化, 并在此基础上研究了冷热源参数变化对综合目标函数的影响规律。结果表明: 存在最优的换热器夹点温差和涡轮膨胀机转速使 ORC 系统的综合目标函数最小; 当换热器夹点温差和涡轮膨胀机转速恒定为优化值时, ORC 系统的综合目标函数随着热水进口温度的升高而降低, 随着冷却水温度、热水和冷却水进出口温差的升高而逐渐升高。

关键词: R245fa; 低温余热; 有机朗肯循环; 涡轮膨胀机; 参数优化; 敏感性分析

中图分类号: TK123

文献标志码: A

doi: 10.3969/j.issn.2095-560X.2017.01.004

Optimization of an Organic Rankine Cycle System with Turbo-Expander

LIU Xi^{1,2,3,4}, LIU Li-na⁵, WANG Ling-bao^{1,2,3,4}, BU Xian-biao^{1,2,3}, LI Hua-shan^{1,2,3}

(1. Guangzhou Institute of Energy Conversion, Chinese Academy of Sciences, Guangzhou 510640, China; 2. Key Laboratory of Renewable Energy, Chinese Academy of Sciences, Guangzhou 510640, China; 3. Guangdong Provincial Key Laboratory of New and Renewable Energy Research and Development, Guangzhou 510640, China; 4. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China; 5. China Aerospace Construction Group Co., Ltd, Beijing 100071, China)

Abstract: Using R245fa as working fluid, a mathematic model for subcritical organic Rankine cycle (ORC) system with turbo-expander driven by low-temperature heat source was built based on Engineering Equation Solver software. Under specific working conditions, with total heat transfer area per unit net power output and thermal efficiency as objective functions, the ORC system was multi-objectively optimized by the conjugate directions method. Based on the optimization, the influence of hot and cooling water parameters on the objective functions was also investigated. The result shows that there is an optimum pinch point temperature difference in the heat exchangers and an optimum turbo-expander rotational speed that can minimize the combined objective function of ORC system. Under the optimum pinch point temperature difference and turbine rotational speed, the increase in the hot water inlet temperature will reduce the ORC system's combined objective function, but the rise in the cooling water temperature and the temperature difference between the inlet and outlet of hot water as well as cooling water will enlarge the combined objective function.

Key words: R245fa; low-temperature waste heat; organic Rankine cycle; turbo-expander; parameter optimization; sensitivity analysis

0 引言

近年来, 随着能源消耗的持续增长, 如何高效利用低温余热成为研究人员关注的重点。与传统的蒸汽朗肯循环发电系统相比, 有机朗肯循环 (Organic

Rankine cycle, ORC) 发电系统具有效率高、环境友好、压力适宜等优点^[1], 且不同工质可回收不同温度范围的低品位热能^[2-3], 是利用低品位热能的有效方式。

膨胀机是 ORC 系统的核心设备, 膨胀机有速度

* 收稿日期: 2016-12-08 修订日期: 2017-02-06

基金项目: 广东省自然科学基金项目 (2016A030313174, 2015A030313714); 中国科学院可再生能源重点实验室基金项目 (Y607j11001); 广州市科技计划项目 (201607010106, 2014J2200079); 中国科学院青年创新促进会资助项目 (2017402)

† 通信作者: 李华山, E-mail: lihs@ms.giec.ac.cn

型和容积型两种^[4]。其中径流式涡轮膨胀机不仅能在容积流量较小的工况下获得较高的内效率^[5]，而且可采用不同的进口导流叶片来匹配不同温度下的地热资源^[6-7]，使系统在非设计工况下保持较高的效率。但在目前的 ORC 研究中，膨胀机的效率通常设为定值，导致涡轮膨胀机的最佳工况与系统的最优工况不一致^[8]。

ORC 系统的商业化运营面临两大障碍：(1) 缺乏必要的动力部件优化设计；(2) 受限于经济性^[9]。因而对 ORC 系统的研究除了需要提高热效率和焓效率，如何降低投资和运行成本也是亟待解决的问题。ORC 系统中，当冷热源的温差较小时，换热器（包括蒸发器和冷凝器）所占的投资成本最大，其所占比例有时甚至高达 80% ~ 90%^[10-12]。为提高系统经济性，应减少单位净发电量所需传热面积^[13]。本文以 R245fa 作为工质，以单位净发电量所需的总传热面积和循环热效率为目标函数对 ORC 系统进行多目标优化设计，在此基础上分析冷热源参数变化对系统性能的影响规律，以期获得合适的热力设计参数来实现系统的优化运行。

1 ORC 系统数学模型

ORC 系统流程图如图 1 所示，系统由工质泵、蒸发器、涡轮膨胀机和冷凝器 4 个主要设备组成。液态有机工质经工质泵加压后进入蒸发器吸热变成气态，随后进入涡轮膨胀机中膨胀对外做功。做功后的有机工质在冷凝器中被冷凝成液态，再经泵加压后进入蒸发器，完成一个封闭的循环过程。热力过程如图 2 所示，主要由 4 个过程组成：1→2，在泵中绝热升压；2→3，在蒸发器中等压吸热；3→4，在涡轮膨胀机中绝热膨胀，对外做功；4→1，在冷凝器中等压放热。

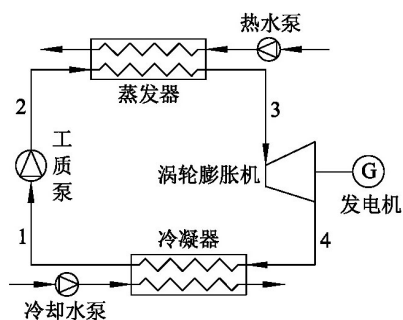


图 1 ORC 系统流程简图

Fig. 1 Simplified schematic of organic Rankine cycle system

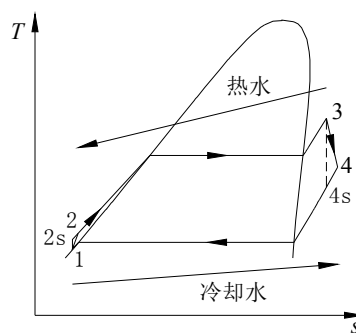


图 2 ORC 系统 (R245fa) 温熵图

Fig. 2 T - s diagram of organic Rankine cycle system (R245fa)

为简化计算，数学建模过程作如下假设：(1) 系统处于稳定流动状态；(2) 忽略系统散热损失；(3) 不计工质流动阻力损失；(4) 泵的等熵效率在不同工况下保持不变；(5) 冷凝器与蒸发器的总传热系数视为常数^[14]。

1.1 换热器传热模型

1.1.1 冷凝器模型

本系统采用水冷方式对工质进行冷却，有机工质在冷凝器中的放热量为：

$$Q_{\text{con}} = m_{\text{cf}} c_{\text{p,cf}} (T_{\text{cf,out}} - T_{\text{cf,in}}) = m_{\text{wf}} (h_4 - h_1) \quad (1)$$

式中， Q 为热量，kW； m 为质量流量，kg/s； c_p 为定压比热容，kJ/kg·K⁻¹； T 为温度，K； h 为比焓，kJ/kg；下标“con”、“cf”、“wf”分别表示冷凝器、冷却水和工质；下标“in”与“out”分别表示进出设备；下标“1”和“4”对应图 1 中的状态点。

根据传热方程，冷凝器的传热面积为：

$$A_{\text{con}} = \frac{Q_{\text{con}}}{U_{\text{con}} \Delta T_{\text{ln,con}}} \quad (2)$$

式中， A 为传热面积，m²； U 为传热系数，W/(m²·K)； ΔT_{ln} 为对数平均温差，K。

1.1.2 蒸发器模型

有机工质在蒸发器中的吸热量为：

$$Q_{\text{eva}} = m_{\text{hf}} c_{\text{p,hf}} (T_{\text{hf,in}} - T_{\text{hf,out}}) = m_{\text{wf}} (h_3 - h_2) \quad (3)$$

式中，下标“eva”和“hf”分别表示蒸发器和热水；下标“2”和“3”对应图 1 中的状态点。

根据传热方程，蒸发器的传热面积为：

$$A_{\text{eva}} = \frac{Q_{\text{eva}}}{U_{\text{eva}} \Delta T_{\text{ln,eva}}} \quad (4)$$

其中, 换热器(蒸发器和冷凝器)的对数平均温差采用分段法(液相段、气液两相段和气相段)计算, 计算公式如下:

$$\Delta T_{\ln} = \frac{Q}{\sum_{i=1}^3 \frac{\Delta Q_i}{\Delta T_i}} \quad (5)$$

$$\Delta Q_i = m_{\text{wf}} \Delta h_i \quad (6)$$

$$\Delta T_i = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}} \quad (7)$$

式中, i 表示按照工质液相段、气液两相段和气相段的顺序编号, $i = 1, 2, 3$ 。

1.2 膨胀机模型

从蒸发器中出来的有机工质以过热蒸汽形态进入膨胀机做功, 稳态下膨胀机的输出功为:

$$W_{\text{exp}} = m_{\text{wf}} (h_3 - h_4) = m_{\text{wf}} (h_3 - h_{4,s}) \varepsilon_{\text{exp}} \quad (8)$$

涡轮膨胀机效率由经验公式^[15]计算, 如下:

$$\varepsilon_{\text{exp}} = 0.87 - 1.07(n_s - 0.55)^2 - 0.5(n_s - 0.55)^3 \quad (9)$$

n_s 为比转速, 计算公式如下^[15-16]:

$$n_s = \frac{2\pi N m_{\text{wf}}^{0.5}}{60 \rho_{\text{wf}}^{0.5} \Delta h_T^{0.75}} \quad (10)$$

式中, W 为单位时间输出功, kW; ε 为等熵效率; N 为转速, r/min; ρ 为密度, kg/m³; Δh_T 为膨胀机进出口焓降, kJ/kg; 下标“exp”表示膨胀机; 下标“s”表示等熵过程。

涡轮膨胀机的膨胀比定义为其进出口的压力之比:

$$\delta = P_3 / P_4 \quad (11)$$

式中, P 为压力, Pa。

1.3 工质泵模型

ORC 运行过程中, 工质泵的功耗为:

$$W_{\text{pup,wf}} = m_{\text{wf}} (h_2 - h_1) = m_{\text{wf}} (h_{2,s} - h_1) / \varepsilon_{\text{pup,wf}} \quad (12)$$

式中, 下标“pup”表示泵。

1.4 水泵模型

循环水泵包括热水泵和冷却水泵, 其功耗分别为^[17]:

$$W_{\text{pup,hf}} = \frac{m_{\text{hf}} g H}{1000 \varepsilon_{\text{pup,hf}}} \quad (13)$$

$$W_{\text{pup,cf}} = \frac{m_{\text{cf}} g H}{1000 \varepsilon_{\text{pup,cf}}} \quad (14)$$

式中, g 为重力加速度, m/s²; H 为水泵扬程, m。

1.5 性能参数

循环的热效率为:

$$\eta_{\text{net}} = \frac{W_{\text{net}}}{Q_{\text{eva}}} \quad (15)$$

ORC 系统总传热面积 A_{tot} 为:

$$A_{\text{tot}} = A_{\text{evp}} + A_{\text{con}} \quad (16)$$

ORC 系统净发电量 W_{net} 为:

$$W_{\text{net}} = W_{\text{exp}} \varepsilon_{\text{gen}} - W_{\text{pup,wf}} - W_{\text{pup,hf}} - W_{\text{pup,cf}} \quad (17)$$

式中, 下标“gen”表示发电机。

2 多目标优化模型及求解

2.1 优化模型

(1) 优化目标

为了兼顾 ORC 系统的技术性和经济性, 本文以单位净发电量所需的总传热面积和循环热效率为优化目标构建函数如下:

$$\min f_1(X) = A_{\text{tot}} / W_{\text{net}} \quad (18)$$

$$\min f_2(X) = 1 / \eta_{\text{net}} \quad (19)$$

上述目标函数要求在一定范围内均具有最小值, 其中 f_1 为 ORC 系统单位净发电量所需的总传热面积, f_2 为 ORC 系统热效率的倒数。本文采用线性加权和法将两个目标函数构建成一个综合目标函数, 其表达式为:

$$\gamma = \omega_1 f_1(X) + \omega_2 f_2(X) \quad (20)$$

式中, ω_1 和 ω_2 为加权系数, 可分别根据下式计算^[18]:

$$\omega_1 = \frac{f_{1,\min}^2 - f_{2,\min}}{(f_{2,\min}^1 - f_{1,\min}) + (f_{1,\min}^2 - f_{2,\min})} \quad (21)$$

$$\omega_2 = \frac{f_{2,\min}^1 - f_{1,\min}}{(f_{2,\min}^1 - f_{1,\min}) + (f_{1,\min}^2 - f_{2,\min})} \quad (22)$$

(2) 约束函数

在对优化模型进行求解时, 考虑的约束条件如下: ①根据文献[19-21], 将涡轮膨胀机转速的取值范围定为: $5000 \text{ r/min} < N < 150000 \text{ r/min}$; ②夹点温差是指换热器中的最小传热温差, 模拟计算中的夹点温差通常取 $3 \sim 20 \text{ K}$ ^[22], 因此本文中设定 $T_{pp} \geq 3 \text{ K}$; ③根据系统传热过程, 为保证传热能够进行, 热水进口温度应大于蒸发温度, 蒸发温度大于冷凝温度, 冷凝温度大于冷却水进口温度, 即 $T_{\text{hf,in}} > T_{\text{eva}} > T_{\text{con}} > T_{\text{cf,in}}$ 。

2.2 优化算法

共轭方向法是 Powell 于 1964 年提出的, 也称之为 Powell 法^[23]。对于给定的目标函数, 共轭方向法从选定的初始点出发, 通过逐次构造共轭方向并以此作为搜索方向, 从而使目标函数越来越逼近优化结果, 因而具有较快的收敛速度。此外, 共轭方向法无需求解目标函数的各阶导数, 优化设计的准备工作量少, 降低了计算过程中出错的可能性, 因此具有较高的可靠性。实践证明, 共轭方向法是一种非常有效的多维直接优化计算方法。

3 模型验证

本文的数值模拟计算通过 EES 软件完成, EES 软件是一款工程方程求解器^[24]。为了检验所建的 ORC 系统数学模型的准确性, 将文献[25]中的计算工况代入本文所建模型, 并将计算结果与文献[25]中的计算结果进行对比, 其结果如图 3 所示。从图 3 可以看出, 本文计算所得的系统循环热效率 (η_{net}) 与文献[25]的计算结果吻合得很好, 最大相对误差不超过 0.42%, 验证了本文所建模型的准确性。

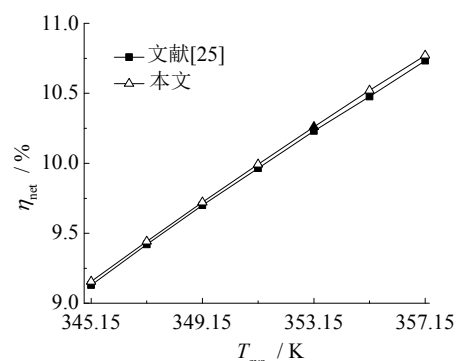


图 3 本文计算结果与文献[25]的对比: 系统热效率随蒸发温度的变化

Fig. 3 Comparison between present work and Ref. [25] of thermal efficiency of ORC system versus evaporation temperature

4 计算结果与分析

本文假定热源为 373.15 K 的热水, 冷却水进口温度和环境温度都设定为 293.15 K。热源流体的质量流量设为 1.0 kg/s ^[26]。具体的计算工况参数如表 1 所示。

表 1 以 R245fa 为工质的 ORC 系统计算工况参数

Table 1 Calculation parameters of ORC system with R245fa as working fluid

参数	数值
热水进口温度 / K	373.15
热水进出口温差 ^① / K	20.0
热水流量 / (kg/s)	1.0
冷却水进口温度 / K	293.15
冷却水进出口温差 ^② / K	10.0
蒸发器 U 值 / W/(m ² K)	263.0 ^[27]
冷凝器 U 值 / W/(m ² K)	836.0 ^[27]
工质泵等熵效率	0.6 ^[28]
水泵等熵效率	0.6 ^[28]
发电机效率	0.98 ^[28]
过冷度 / K	3 ^[28]
过热度 / K	5 ^[28]
环境温度 / K	293.15
水泵扬程 / m	10 ^[15]

注: ①热水进出口温差为 $\Delta T_{\text{hf}} = T_{\text{hf,in}} - T_{\text{hf,out}}$; ②冷却水进出口温差为 $\Delta T_{\text{cf}} = T_{\text{cf,out}} - T_{\text{cf,in}}$ 。

在表 1 给定的参数下, 本文对 ORC 系统进行优化, 优化结果如表 2 所示。从表中可以看出, 在给定的工况下, 冷凝器夹点温差、蒸发器夹点温差以及涡轮膨胀机转速存在最佳值, 分别为 6.94 K、13.82 K 和 47704 r/min。在该最优设计工况下, ORC 系统的总传热面积为 23.18 m², 净发电量为 5.75 kW, 热效率为 7.55%, 综合目标函数为 2.04。

优化的结果是在给定冷热源工况的条件下得到的, 然而, 在实际工程应用中, 冷热源温度和冷热源进出口温差往往是上下波动的。因此, 有必要对优化后(蒸发器、冷凝器夹点温差和涡轮膨胀机转速保持不变)的 ORC 系统进行冷热源温度和冷热源进出口温差变化的敏感性分析。

表 2 最优工况下 ORC 系统的性能参数

Table 2 Performance parameters of ORC system under optimal conditions

参数	优化结果
冷凝器夹点温差 / K	6.94
蒸发器夹点温差 / K	13.82
涡轮膨胀机转速 / (r/min)	47704
冷凝温度 / K	309.42
蒸发温度 / K	344.11
涡轮膨胀机效率 / %	87
涡轮膨胀机膨胀比	2.84
总传热面积 / m ²	23.18
净发电量 / kW	5.75
热效率 / %	7.55
综合目标函数	2.04

ORC 系统的 A_{tot} 、 W_{net} 随热水温度的变化情况如图 4 所示, η_{net} 、 γ 随热水温度的变化情况如图 5 所示。从图中可以看出, 随着热水温度的升高, ORC 系统的 A_{tot} 逐渐减小, W_{net} 逐渐增大, η_{net} 逐渐增大, γ 逐渐减小。热水温度从 363.15 K 升高到 383.15 K 时, A_{tot} 从 23.58 m² 降低到 22.70 m², 降幅为 4%; W_{net} 从 3.77 kW 升高到 7.19 kW, 增幅为 91%; η_{net} 从 5.17% 升高到 9.26%, 增幅为 79%; γ 从 12.94 降低到 7.06, 降幅为 45%。其原因在于固定热水进出

口温差和蒸发器夹点温差时, 工质在蒸发器中吸收的热量保持不变, 又由于传热系数不变, 蒸发器侧换热的对数平均温差从 21.36 K 增大到 22.23 K, 导致蒸发器传热面积从 14.93 m² 减小到 14.42 m²。同时热水温度升高将导致工质蒸发温度升高, 从而导致工质在膨胀机进口的温度升高。随着进口温度的升高, 膨胀机进出口温降逐步提高, 膨胀机效率先增大后减小, 膨胀机膨胀比逐渐增大, 从而导致工质在膨胀机中的焓降增大, 对外输出的膨胀功率越多。因此系统的净输出功和热效率逐渐增大, 同时由能量守恒易知, 冷凝器热负荷减小。固定冷却水参数和冷凝器夹点温差时, 由于传热系数不变, 由传热方程易知冷凝器传热面积降低, 其大小从 8.65 m² 减小到 8.29 m²。因此随着热源进口温度升高, A_{tot} 降低, W_{net} 升高, η_{net} 升高, 从而 γ 逐渐减小。

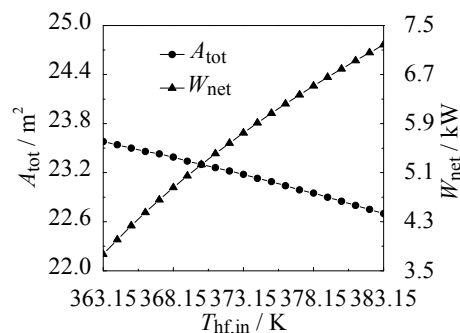


图 4 总传热面积和净发电量随热水温度的变化

Fig. 4 Total heat transfer area and net power output versus hot water temperature

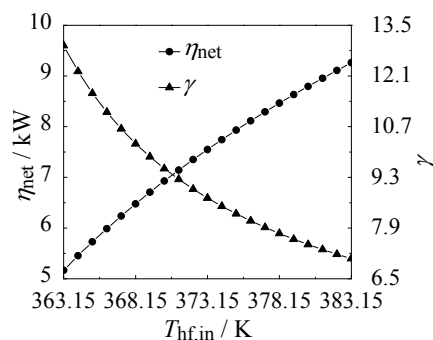


图 5 热效率和综合目标函数随热水温度的变化

Fig. 5 Heat efficiency and combined objective function versus hot water temperature

从图 4 和图 5 中还可以看出, 随着热水温度的升高, 尽管 γ 降低, 但 γ 对热水温度变化的响应逐

渐变弱,热水温度较低时, γ 对热水温度变化更为敏感。热水温度从 363.15 K 升高到 368.15 K 时, γ 降低 2.71;热水温度从 368.15 K 再升高 5 K, γ 降低 1.50;热水温度从 373.15 K 再升高 5 K, γ 降低 0.98。可以预见,当热水温度升高到一定程度后,进一步增大将无助于 γ 的降低。

ORC 系统的 A_{tot} 、 W_{net} 随冷却水温度的变化情况如图 6 所示, η_{net} 、 γ 随冷却水温度的变化情况如图 7 所示。从图中可以看出,随着冷却水温度的升高,ORC 系统的 A_{tot} 逐渐增大, W_{net} 逐渐减小, η_{net} 逐渐减小, γ 逐渐增大。冷却水温度从 283.15 K 升高到 303.15 K 时, A_{tot} 从 22.61 m^2 升高到 23.68 m^2 ,增幅为 5%; W_{net} 从 7.51 kW 降低到 3.78 kW,降幅为 50%; η_{net} 从 9.68% 降低到 5.17%,降幅为 47%; γ 从 6.75 升高到 12.93,增幅为 92%。其原因在于固定热水参数和蒸发器夹点温差时,工质在蒸发器中吸收的热量不变,蒸发器侧换热的对数平均温差从 22.22 K 减小到 21.31 K,又由于传热系数不变,由传热方程易知蒸发器传热面积增大,其大小从 14.39 m^2 增大到 15.00 m^2 。同时固定冷却水进出口温差和冷凝器夹点温差时,冷却水温度升高将导致工质冷凝温度升高,从而导致工质在膨胀机出口的温度和压力升高。随着出口温度和压力的升高,膨胀机进出口温降和压降逐步减小,膨胀机效率先增大后减小,膨胀机膨胀比逐渐减小,从而导致工质在膨胀机中的焓降降低,对外输出的膨胀功率越少。因此系统的净输出功和热效率逐渐降低,同时由能量守恒易知,冷凝器热负荷增大。又由于传热系数不变,由传热方程易知冷凝器传热面积增大,其大小从 8.22 m^2 增大到 8.68 m^2 。因此随着冷却水温度升高,系统的 A_{tot} 升高, W_{net} 降低, η_{net} 降低,从而 γ 逐渐升高。

从图 6 和图 7 中还可以看出,随着冷却水温度的升高,尽管 γ 升高,但 γ 对冷却水温度变化的响应逐渐变强,冷却水温度较高时 γ 对冷却水温度变化更为敏感。冷却水温度从 283.15 K 升高到 288.15 K 时, γ 增加 0.85;冷却水温度从 288.15 K 再升高 5 K, γ 增加 1.13;冷却水温度从 293.15 K 再升高 5 K, γ 增加 1.62。因此在实际工程项目中,冷却水进口温度不可过高。

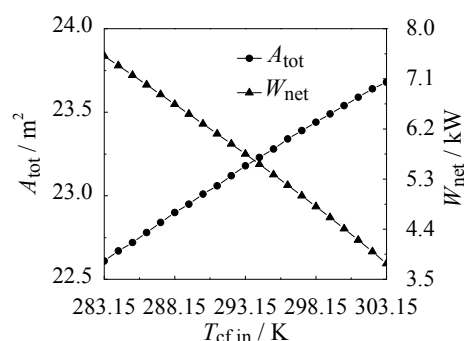


图 6 总传热面积和净发电量随冷却水温度的变化

Fig. 6 Total heat transfer area and net power output versus cooling water temperature

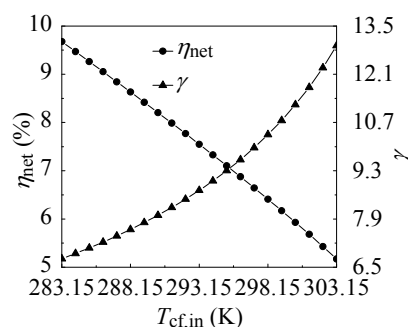


图 7 热效率和综合目标函数随冷却水温度的变化

Fig. 7 Heat efficiency and combined objective function versus cooling water temperature

ORC 系统的 A_{tot} 、 W_{net} 随 ΔT_{hr} 的变化情况如图 8 所示, η_{net} 、 γ 随 ΔT_{hr} 的变化情况如图 9 所示。从图中可以看出,随着 ΔT_{hr} 的升高,ORC 系统的 A_{tot} 逐渐增大, W_{net} 先增大后减小,存在最大值, η_{net} 逐渐减小, γ 逐渐增大。 ΔT_{hr} 从 10 K 升高到 30 K 时, A_{tot} 从 12.38 m^2 升高到 33.05 m^2 ,增幅为 167%; W_{net} 从 3.16 kW 升高到最大值 6.24 kW 后再降到 5.68 kW; η_{net} 从 8.42% 降低到 5.11%,降幅为 39%; γ 从 7.98 升高到 12.83,增幅为 61%。其原因在于固定热水进口温度和蒸发器夹点温差时, ΔT_{hr} 的增加将导致蒸发器的负荷大幅升高,工质蒸发温度降低,流量增大,由于传热系数不变,蒸发器侧换热的对数平均温差从 19.50 K 增加到 23.86 K,两者综合作用的结果导致蒸发器传热面积增大,其大小从 8.21 m^2 增大到 20.07 m^2 。同时蒸发温度降低导致工质在膨胀机进口的温度和压力降低。随着进口温度和压力的降低,膨胀机进出口温降和压降逐步降低,膨胀机效率先增大后减小,膨胀机膨胀比逐渐减小,从而导致单位工质在膨胀机中的焓降降低,对外输出的膨胀功率越少,又由于工质流量增大,因此系统的净输出

功先增大后减小，存在最大值。由于蒸发器的负荷在系统中占主要部分，因此系统的热效率逐渐降低，同时在固定冷却水参数和冷凝器夹点温差时，工质流量增加导致冷凝热负荷增加，由于传热系数不变，由传热方程易知冷凝器传热面积增大，其大小从 4.17 m² 增大到 12.98 m²。因此随着 ΔT_{hf} 升高，系统的 A_{tot} 升高， W_{net} 先升高后降低， η_{net} 降低，从而 γ 逐渐升高。

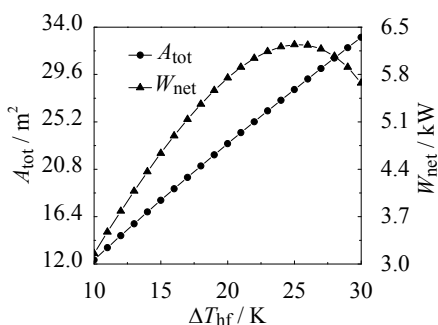


图 8 总传热面积和净发电量随热水进出口温差的变化
Fig. 8 Total heat transfer area and net power output versus temperature difference between inlet and outlet of hot water

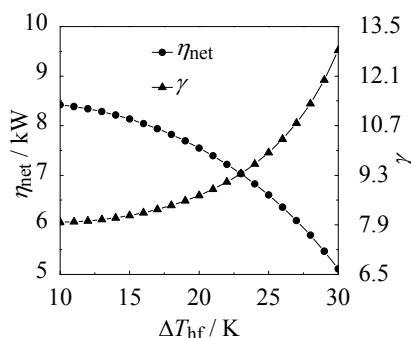


图 9 热效率和综合目标函数随热水进出口温差的变化
Fig. 9 Heat efficiency and combined objective function versus temperature difference between inlet and outlet of hot water

从图 8 和图 9 中还可以看出，随着 ΔT_{hf} 的升高，尽管 γ 升高，但 γ 对 ΔT_{hf} 变化的响应逐渐变强， ΔT_{hf} 较高时 γ 对 ΔT_{hf} 变化更为敏感。 ΔT_{hf} 从 10 K 升高到 15 K 时， γ 增加 0.19； ΔT_{hf} 从 15 K 再升高 5 K， γ 增加 0.57； ΔT_{hf} 从 20 K 再升高 5 K， γ 增加 1.21。由于 W_{net} 的最大值和 γ 的最小值不能同时得到，在实际工程项目中，应同时考虑这两点，选取合适的 ΔT_{hf} 。

ORC 系统的 A_{tot} 、 W_{net} 随 ΔT_{cf} 的变化情况如图 10 所示， η_{net} 、 γ 随 ΔT_{cf} 的变化情况如图 11 所示。从图中可以看出，随着 ΔT_{cf} 的升高，ORC 系统的 A_{tot} 逐渐减小， W_{net} 逐渐减小， η_{net} 逐渐减小， γ 逐渐增大。 ΔT_{cf} 从 5 K 升高到 15 K 时， A_{tot} 从 24.54 m² 降

低到 22.33 m²，降幅为 9%； W_{net} 从 6.28 kW 降低到 4.97 kW，降幅为 21%； η_{net} 从 8.56% 降低到 6.48%，降幅为 24%； γ 从 7.87 升高到 10.07，增幅为 28%。其原因在于固定热水参数和蒸发器夹点温差时，工质在蒸发器中吸收的热量保持不变，又由于传热系数不变，蒸发器侧换热的对数平均温差从 21.92 K 减小到 21.49 K，导致蒸发器传热面积从 14.58 m² 增大到 14.88 m²。同时固定冷却水进口温度和冷凝器夹点温差时， ΔT_{cf} 升高将导致工质冷凝温度升高，从而导致工质在膨胀机出口的温度和压力升高。随着出口温度和压力的升高，膨胀机进出口温降和降压逐步减小，膨胀机效率先增大后减小，膨胀机膨胀比逐渐减小，从而导致工质在膨胀机中的焓降降低，对外输出的膨胀功率越少。因此系统的净输出功率和热效率逐渐降低，同时由能量守恒易知，冷凝器热负荷增大。又由于传热系数不变，冷凝器侧换热的对数平均温差从 9.23 K 增大到 12.62 K，两者综合作用导致冷凝器传热面积减小，其大小从 9.96 m² 减小到 7.45 m²。因此 A_{tot} 降低， W_{net} 降低， η_{net} 降低，从而 γ 逐渐升高。

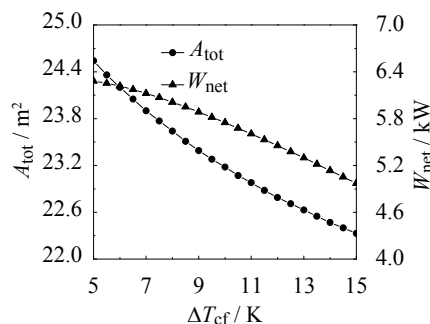


图 10 总传热面积和净发电量随冷却水进出口温差的变化
Fig. 10 Total heat transfer area and net power output versus temperature difference between inlet and outlet of cooling water

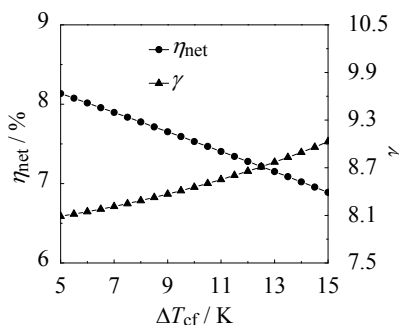


图 11 热效率和综合目标函数随冷却水进出口温差的变化
Fig. 11 Heat efficiency and combined objective function versus temperature difference between inlet and outlet of cooling water

从图 10 和图 11 中还可以看出, 随着 ΔT_{cf} 的升高, 尽管 γ 升高, 但 γ 对 ΔT_{cf} 变化的响应逐渐变强, ΔT_{cf} 较高时 γ 对 ΔT_{cf} 变化更为敏感。 ΔT_{cf} 从 5 K 升高到 7 K 时, γ 增加 0.29; ΔT_{cf} 从 7 K 再升高 2 K, γ 增加 0.36; ΔT_{cf} 从 9 K 再升高 2 K, γ 增加 0.43。这说明冷却水进口温度不变时, ΔT_{cf} 过大将不利于 γ 的降低。

5 结 论

(1) ORC 系统存在最优的换热器夹点温差和涡轮膨胀机转速使综合目标函数最小。

(2) 当换热器夹点温差和涡轮膨胀机转速恒定为最优设计值时, 热水温度升高不仅能提高 ORC 系统净发电量, 还能有效降低综合目标函数; 冷却水温度的升高将导致 ORC 系统综合目标函数升高; 此外, 随着热水和冷却水进出口温差的升高, 综合目标函数均升高。

(3) ORC 系统综合目标函数对热水温度变化的响应随热水温度的升高逐渐变弱, 对冷却水温度、热水和冷却水进出口温差变化的响应随各自温度的升高逐渐变强。

参考文献:

- [1] 顾伟, 孙绍芹, 翁一武, 等. 采用涡旋膨胀机的低品位热能有机物朗肯循环发电系统实验研究[J]. 中国电机工程学报, 2011, 31(17): 20-25.
- [2] ZHANG J H, ZHANG W F, LI Y, et al. Controller design for a heat exchanger in waste heat utilizing systems[M]/TAN Y, SHI Y H, CHAI Y, et al, eds. *Advances in Swarm Intelligence*. Berlin Heidelberg: Springer, 2011, 6729: 379-386.
- [3] BIANCHI M, DE PASCALE A. Bottoming cycles for electric energy generation: Parametric investigation of available and innovative solutions for the exploitation of low and medium temperature heat sources[J]. *Applied energy*, 2011, 88(5): 1500-1509. DOI: 10.1016/j.apenergy.2010.11.013.
- [4] 李艳. 低温有机物朗肯循环及其透平的研究与设计[D]. 北京: 清华大学, 2013.
- [5] SAURET E, ROWLANDS A S. Candidate radial-inflow turbines and high-density working fluids for geothermal power systems[J]. *Energy*, 2011, 36(7): 4460-4467. DOI: 10.1016/j.energy.2011.03.076.
- [6] MARCUCCILLI F, ZOUAGHI S. Radial inflow turbines for kalina and organic rankine cycles[C]//*Proceedings of 2007 European Geothermal Congress*. Unterhaching, Germany, 2007: 1-7.
- [7] MARCUCCILLI F. Advantages of using radial inflow turbines for kalina and organic rankine cycles[J]. *GRC Transactions*, 2008, 32: 413-418.
- [8] 王怀信, 王大彪, 张圣君. 低温有机物朗肯循环系统参数的理论与实验优化[J]. 天津大学学报(自然科学与工程技术版), 2014, 47(5): 408-413. DOI: 10.11784/tdxbz201209029.
- [9] 王大彪, 段捷, 胡哺松, 等. 有机朗肯循环发电技术发展现状[J]. 节能技术, 2015, 33(3): 235-242. DOI: 10.3969/j.issn.1002-6339.2015.03.010.
- [10] QUOILIN S, VAN DEN BROKE M, DECLAYE S, et al. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems[J]. *Renewable and sustainable energy reviews*, 2013, 22: 168-186. DOI: 10.1016/j.rser.2013.01.028.
- [11] PAPAPOPOULOS A I, STIJEPOVIC M, LINKE P. On the systematic design and selection of optimal working fluids for Organic Rankine Cycles[J]. *Applied thermal engineering*, 2010, 30(6/7): 760-769. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2009.12.006.
- [12] 贺超, 刘朝, 焦有宙, 等. 超临界 ORC 系统综合性能优化[J]. 工程热物理学报, 2015(10): 2111-2116.
- [13] 王志奇, 周乃君, 夏小霞, 等. 有机朗肯循环发电系统的多目标参数优化[J]. 化工学报, 2013, 64(5): 1710-1716. DOI: 10.3969/j.issn.0438-1157.2013.05.028.
- [14] GIMELLI A, LUONGO A, MUCCILLO M. Efficiency and cost optimization of a regenerative Organic Rankine Cycle power plant through the multi-objective approach[J]. *Applied thermal engineering*, 2017, 114: 601-610. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2016.12.009.
- [15] BALJE O E. *Turbomachines: a guide to design, selection and theory*[M]. New York: John Wiley & Sons Inc, 1981.
- [16] AUNGIER R H. *Turbine aerodynamics: axial-flow and radial-flow turbine design and analysis*[M]. New York: ASME Press, 2006.
- [17] 樊明强, 周天, 孙志强, 等. 基于总效率最优的中低温余热有机物朗肯循环性能[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2016, 47(3): 1030-1038. DOI: 10.11817/j.issn.1672-7207.2016.03.041.
- [18] 高雷卓. 最优化理论与方法[M]. 沈阳: 东北大学出版社, 2005.
- [19] 马新灵, 孟祥睿, 魏新利, 等. 有机朗肯循环低品位热能发电系统向心透平的设计与性能研究[J]. 中国电机工程学报, 2014, 34(14): 2289-2296. DOI: 10.13334/j.0258-8013.pcsee.2014.14.010.
- [20] AYDIN H, LEE H S, KIM H J, et al. Off-design performance analysis of a closed-cycle ocean thermal energy conversion system with solar thermal preheating and superheating[J]. *Renewable energy*, 2014, 72: 154-163. DOI: 10.1016/j.renene.2014.07.001.
- [21] BAO J J, ZHAO L. A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle[J]. *Renewable and sustainable energy reviews*, 2013, 24: 325-342. DOI: 10.1016/j.rser.2013.03.040.
- [22] 周舒蒙. 有机朗肯循环系统中蒸发器和冷凝器夹点温差的优化与匹配研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2014.
- [23] PRESS W H, FLANNERY B P, TEUKOLSKY S A, et al. *Numerical recipes in Pascal*[M]. Cambridge: Cambridge University Press, 1989.
- [24] KLEIN S A. *Engineering Equation Solver (EES)*[Z]. Academic Professional Version, 2007.
- [25] ZHANG S J, WANG H X, TAO G, et al. Performance

- comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation[J]. Applied energy, 2011, 88(8): 2740-2754. DOI: 10.1016/j.apenergy.2011.02.034.
- [26] 孙志强, 易思阳, 郭美茹, 等. 利用中低温余热的回热有机朗肯循环性能分析[J]. 热能动力工程, 2015(1): 24-30.
- [27] ALÁEZ S L G, BOMBARDA P, INVERNIZZI C M, et al. Evaluation of ORC modules performance adopting commercial plastic heat exchangers[J]. Applied energy, 2015, 154: 882-890. DOI: 10.1016/j.apenergy.2015.05.080.
- [28] LECOMPTE S, LEMMENS S, HUISSEUNE H, et al. Multi-objective Thermo-economic optimization strategy for ORCs applied to subcritical and transcritical cycles for waste heat recovery[J]. Energies, 2015, 8(4): 2714-2741. DOI: 10.3390/en8042714.

作者简介:

刘 茜 (1993-), 女, 硕士研究生, 主要从事低焓热能利用技术研究。

李华山 (1981-), 男, 博士, 副研究员, 主要从事低焓热能利用技术研究。