

文章编号:1671-6833(2016)02-0073-04

有机朗肯循环系统的实验研究和性能分析

魏新利, 李明辉, 马新灵, 侯中兰, 孟祥睿, 闫艳伟

(郑州大学 化工与能源学院, 河南 郑州 450001)

摘 要: 对以自主设计的向心透平为膨胀机的有机朗肯循环低品位热能发电系统进行实验研究, 结果表明: 蒸发器的烟损失都是最大的, 其次是冷凝器和向心透平, 透平入口压力 0.397 MPa、入口温度 100.58 °C 时, 蒸发器烟损失为 3.81 kW, 占总烟损失 50.64%, 冷凝器和透平烟损失为 2.88 和 0.82 kW, 分别占 38.25% 和 10.89%。在实验基础上, 用 Aspen7.3 模拟增加回热器对系统性能的影响, 结果显示: 热源温度和蒸发温度不变时, 有回热器的 ORC 系统热力性能优于基本 ORC 系统。

关键词: 有机朗肯循环; R123; 实验研究; 流程模拟; 热力分析

中图分类号: TK123 **文献标志码:** A **doi:**10.3969/j.issn.1671-6833.201412027

0 引言

受能源结构制约, 我国工业生产中, 存在着大量余热资源, 尤其是 150 °C 以下的低温余热, 品位低, 很难进行生产再利用^[1]。有机朗肯循环 (organic rankine cycle, 简称 ORC) 采用低沸点有机工质, 将低品位热能转换为高品质电能, 是低温余热利用的有效途径。有机工质多采用干流体, 膨胀后处于过热区, 不会侵蚀膨胀机叶片, 所以在低温热能发电方面得到了广泛应用^[2]。

近年来, 国内外学者对 ORC 系统的性能进行了很多研究与分析。SOMAYAJI C. 等^[3]用烟轮法和拓扑法对热源温度为 300 °C, 蒸发压力为 2.5 MPa 的基本 ORC 进行烟分析, 得到: 蒸发器是具有最高影响系数 (63.6%) 和最大烟损失 (40 kW) 的部件, 其次是膨胀机。ONDER KASKA 等^[4]对以 R245fa 为工质、废热源驱动的 ORC 系统进行能效分析, 结果表明: 蒸发器、膨胀机、冷凝器和工质泵的烟损失依次降低, 系统热效率和烟效率均随蒸发压力增大而增大。ROY 等^[5]对以 R123 为工质有回热的 ORC 低温余热发电系统进行实验研究, 得到: 透平进口压力 2.7 MPa, 冷凝温度 27.82 °C 时, 带回热的 ORC 系统热效率、烟效率及透平输

出功率最大。刘杰^[6]对余热温度为 100 °C 左右、R245fa 为工质的 ORC 系统进行实验研究, 得到: 采用中间换热器, 蒸发器烟效率由 63.8% 提升到 72.41%, 系统热力学完善度由基本 ORC 的 71.38% 增加到 81.84%。罗向龙^[7]等对以 R245fa 为工质、温度低于 110 °C 的低品位热能发电系统进行烟分析, 得到 ORC 系统烟效率和热效率分别为 45.07% 和 7.78%。

笔者以自行研发向心透平为膨胀机, R123 为工质, 以 110 °C 左右工业余热为回收对象, 搭建了 ORC 低温余热发电实验台。并用热力学第一、第二定律, 对系统进行实验研究和性能分析, 对优化后方案进行讨论与分析。

1 ORC 低品位热能发电系统

1.1 系统的原理

图 1 为实验系统流程图。如图所示, ORC 低品位热能发电系统由 3 个子系统组成: 热源 (导热油代替) 系统、ORC 主系统和循环水系统。

1.2 系统的热力学性能分析

性能分析时, 视系统工质为稳定流动。

(1) 有机工质在蒸发器中吸收热量
蒸发器的热效率为

收稿日期: 2014-12-11; 修订日期: 2015-04-19

基金项目: 煤燃烧国家重点实验室开放基金资助项目 (FSKLCC1410); 河南省重点科技攻关计划项目 (142102210072)

作者简介: 魏新利 (1956—), 男, 河南辉县人, 郑州大学教授, 博导, 主要从事生物质能利用、低温余热发电等研究。

通讯作者: 马新灵 (1977—), 女, 河南南阳人, 郑州大学讲师, 博士, 主要从事低温余热发电研究, E-mail: xinlingma@zzu.edu.cn.

引用本文: 魏新利, 李明辉, 马新灵, 等. 有机朗肯循环系统的实验研究和性能分析 [J]. 郑州大学学报 (工学版), 2016, 37 (2): 73-76.

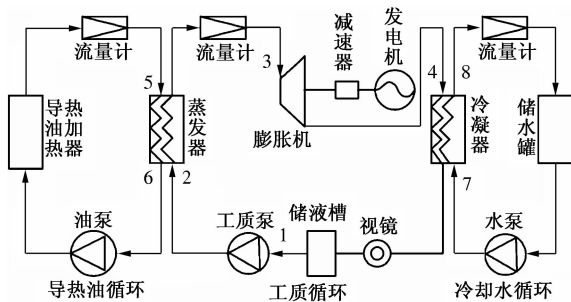


图1 有机朗肯循环实验系统流程图

Fig.1 Experimental schematic diagram of ORCs

$$\eta_e = \frac{q_m(h_3 - h_2)}{\rho q_v(h_5 - h_6)} \quad (1)$$

焓损失为

$$\Delta E_e = (E_5 - E_6) - (E_3 - E_2) = \rho q_v [h_5 - h_6 - T_0(s_5 - s_6)] - q_m [h_3 - h_2 - T_0(s_3 - s_2)] \quad (2)$$

焓效率为

$$\eta_{e,ex} = \frac{E_3 - E_2}{E_5 - E_6} = \frac{q_m [h_3 - h_2 - T_0(s_3 - s_2)]}{\rho q_v [h_5 - h_6 - T_0(s_5 - s_6)]} \quad (3)$$

(2) 工质在向心透平内膨胀做功等熵效率为

$$\eta_t = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (4)$$

焓损失为

$$\Delta E_t = (E_3 - E_4) - W_t = q_m [h_3 - h_4 - T_0(s_3 - s_4)] - q_m (h_3 - h_4) \quad (5)$$

焓效率为

$$\eta_{t,ex} = \frac{W_t}{E_3 - E_4} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_4 - T_0(s_3 - s_4)} \quad (6)$$

(3) 有机工质进入冷凝器中放热热效率为

$$\eta_c = \frac{q_w(h_8 - h_7)}{q_m(h_4 - h_1)} \quad (7)$$

焓损失为

$$\Delta E_c = (E_4 - E_1) - (E_8 - E_7) = q_m [h_4 - h_1 - T_0(s_4 - s_1)] - q_w [h_8 - h_7 - T_0(s_8 - s_7)] \quad (8)$$

焓效率为

$$\eta_{c,ex} = \frac{E_8 - E_7}{E_4 - E_1} = \frac{q_w [h_8 - h_7 - T_0(s_8 - s_7)]}{q_m [h_4 - h_1 - T_0(s_4 - s_1)]} \quad (9)$$

(4) 工质进入工质泵内升压等熵效率为

$$\eta_p = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (10)$$

焓损失为

$$\Delta E_p = W_p - (E_2 - E_1) = q_m (h_2 - h_1) - q_m [h_2 - h_1 - T_0(s_2 - s_1)] \quad (11)$$

焓效率为

$$\eta_{p,ex} = \frac{E_2 - E_1}{W_p} = \frac{h_2 - h_1 - T_0(s_2 - s_1)}{h_2 - h_1} \quad (12)$$

(5) 有机朗肯循环系统热效率为

$$\eta_{cycle} = \frac{h_3 - h_4 - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} \quad (13)$$

焓损失为

$$\Delta E_{cycle} = \Delta E_e + \Delta E_t + \Delta E_p + \Delta E_c \quad (14)$$

焓效率为

$$\eta_{cycle,ex} = \frac{W_t - W_p}{E_5 - E_6} = \frac{q_m [h_3 - h_4 - (h_2 - h_1)]}{\rho q_v [h_5 - h_6 - T_0(s_5 - s_6)]} \quad (15)$$

式中: E_i 为状态点 i 的焓, kW; W_t 为膨胀机输出功, kW; W_p 为泵耗功, kW; h_i 为比焓值, kJ/kg; s_i 为比熵值, kJ/(kg · K); T_0 为环境温度, K; q_w 、 q_m 分别为冷却水和有机工质流量, kg/s; q_v 为导热油体积流量, m³/h; ρ 为导热油密度, kg/m³; η_e 、 η_c 、 η_{cycle} 分别为蒸发器、冷凝器及系统热效率; η_t 、 η_p 分别为向心透平和泵的等熵效率; ΔE_e 、 ΔE_c 、 ΔE_t 、 ΔE_p 、 ΔE_{cycle} 分别为蒸发器、冷凝器、膨胀机、泵和系统焓损失, kW; $\eta_{e,ex}$ 、 $\eta_{c,ex}$ 、 $\eta_{t,ex}$ 、 $\eta_{p,ex}$ 、 $\eta_{cycle,ex}$ 分别为蒸发器、冷凝器、膨胀机、泵和循环系统焓效率。

2 实验研究

2.1 实验简介

搭建了以自行研发的向心透平为膨胀机的 ORC 低品位热能发电实验台, 实验采用 R123 做工质, 研发的向心透平参数如表 1 所示。

表1 向心透平的主要参数

Tab.1 Main parameters of radial inflow turbine

参数名称	数值
额定转速/(r · min ⁻¹)	59 400
叶轮出口外径/mm	34
叶轮出口内径/mm	19
叶轮叶片数/个	12
静叶片数/个	17
额定膨胀功率/kW	2.77
透平等熵效率/%	70.3

2.2 实验结果与分析

实验运行, 调节热源温度和有机工质流量, 改变系统工况参数。稳定运行后, 记录一组实验数据。表 2 为热源温度 111.26 °C, 透平入口压力 0.397 MPa, 向心透平转速为 51 452 r/min 时, 循环系统各状态点(图 1 所示)工况参数。

表 2 中, R123 及循环水数值由软件 Refprop 9.0 查得, 导热油数值由文献[8]拟合曲线计算获得, 根据表 2 计算系统性能分析如表 3 所示。

改变操作条件, 热源温度为 106.71 °C, 透平入口压力 0.423 MPa、温度 74.39 °C, 转速 46 657 r/min 时, 系统性能分析如表 4 所示。

表 2 实验系统稳定运行时的状态参数

Tab.2 State parameters of experimental system				
状态点	温度/℃	压力/ MPa	焓/ (kJ·kg ⁻¹)	熵/(kJ· kg ⁻¹ ·K ⁻¹)
1	20.41	0.118	220.65	1.072 7
2	20.74	0.424	220.92	1.072 9
3	100.58	0.397	447.15	1.738 6
4	76.76	0.150	432.72	1.748 7
5	111.26	0.270	243.32	0.747 4
6	91.85	0.270	197.85	0.621 6
7	19.96	0.180	83.89	0.295 8
8	30.36	0.180	127.39	0.441 6

表 3 工况 1 下系统的性能分析

Tab.3 Performance analysis of system for the condition 1			
设备	效率/%	炯效率/%	炯损失/kW
蒸发器	96.86	69.29	3.81
膨胀机	80.53	82.97	0.82
工质泵	77.78	78.29	0.016
冷凝器	96.01	25.15	2.88
ORC 系统	6.26	31.57	7.526

表 4 工况 2 下系统的性能分析

Tab.4 Performance analysis of system for the condition 2			
设备	效率/%	炯效率/%	炯损失/kW
蒸发器	97.34	69.19	3.67
膨胀机	82.79	83.33	0.32
工质泵	76.92	77.45	0.017
冷凝器	97.69	34.12	2.31
ORC 系统	7.29	36.94	6.317

上述实验工况工质流量高于设计值,与透平设计工况有较大差异,所以实际输出功率高于额定设计功率,前期透平性能研究已验证^[9].证明设计的向心透平可在偏离工况下正常运行.

由表 3、4 可看出,蒸发器炯损失是最大的.主要是外部(散热)炯损失和内部炯损失共同作用的结果.散热炯损失是换热过程中导热油和有机工质以辐射和对流方式向周围环境散热造成的.内部炯损失主要为蒸发器内传热炯损失,是由于蒸发器中 R123 和导热油两种工质的传热温差大造成的,如工况 1 条件下,导热油的出口温度为 91.85℃,而 R123 的入口温度仅 20.74℃.所以,要降低蒸发器不可逆损失,首先蒸发器保温措施要做好,最重要是降低导热油出口温度.

冷凝器炯损失其次,主要是由于冷凝器中循环水与透平出口过热有机工质之间较大传热温差造成的.为此,可在膨胀机出口与蒸发器入口管路中增加回热器,待乏气降低温度后再进入冷凝器,同时可提高进入蒸发器的有机工质温度,间接地

降低了蒸发器内的传热温差和不可逆性.

相对蒸发器和冷凝器,透平炯损失率要小得多,说明透平不是 ORC 系统中能效损失的主要设备.而向心透平的等熵效率分别为 80.53%、82.79%,都高于设计值 70.3%,说明研发的透平性能是相当不错的.

3 模拟分析

实验结果分析知,系统不可逆损失主要是蒸发器和冷凝器内换热过程中较大的温差造成的.为此在乏气进入冷凝器之前,先通过回热器预热进入蒸发器的液体,然后再进入冷凝器;经冷凝的液体,升压后进入回热器吸收乏气的热量,再送入蒸发器与余热源换热,图 2 为乏气回热循环系统流程图.

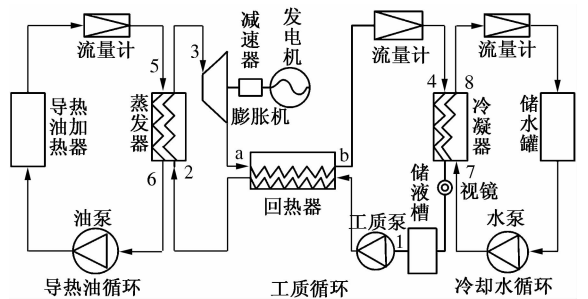


图 2 乏气回热的有机朗肯循环系统流程图

Fig.2 Schematic diagram of ORCs with recuperator

用 Aspen Plus7.3 流程模拟软件按工况 2 参数模拟,进行数据处理得到系统热效率为 7.22%,炯效率为 36.72%,和实验值相比相对误差分别为 0.96% 和 0.60%,在允许误差范围内,可看出模拟结果是可靠的.

为使模拟工况与实验研究尽量一致,取导热油入口温度 110℃,工质在回热器中温升为 6℃,质量流量 1.442 kg/s;膨胀机和泵等熵效率分别取 0.78、0.85,有机工质 R123 质量流量为 0.26 kg/s.蒸发器出口工质过热度为 1℃.

图 3 为基本有机朗肯循环系统和加上回热器后系统热效率和炯效率随蒸发温度变化情况.图中可看出,热源温度一定,有乏气回热的 ORC 系统热效率和炯效率明显比基本 ORC 要高,蒸发温度为 88℃,乏气回热系统热效率和炯效率比基本 ORC 系统分别提高了 3.62% 和 3.71%.热效率高,是蒸发器内工质吸热量降低,膨胀机输出功率不变引起的;增加回热器,膨胀机出口过热度较高的乏气经回热器换热后,过热度降低,而泵加压后的工质,进入蒸发器时温度较基本 ORC 高,因此系统不可逆性降低,炯效率提高.

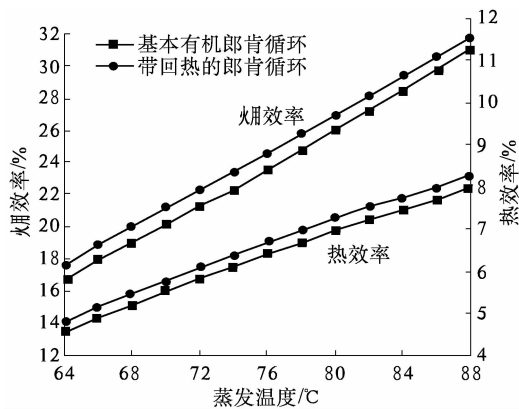


图3 两种循环热效率和炯效率
随蒸发温度的变化关系

Fig.3 Variation of thermal efficiency and exergy efficiency of two cycles with evaporating temperature

4 结论

对以 R123 为工质、110 °C 左右的导热油为热源、向心透平为膨胀机的 ORC 余热发电系统进行了实验研究,然后用 Aspen7.3 模拟了增加回热器对系统性能影响。

(1)根据实验数据,对系统各设备进行炯分析得到,蒸发器炯损失最大,主要是由蒸发器中 R123 和导热油两种工质的传热温差较大造成的,其次是冷凝器、向心透平、工质泵。

(2)热源温度为 110 °C、蒸发温度为 88 °C 时,有回热的 ORC 系统热效率和炯效率比基本 ORC 系统分别提高了 3.62% 和 3.71%。

参考文献:

- [1] 严雨林,王怀信,郭涛,等.中低温地热发电有机朗肯循环系统性能的实验研究[J].太阳能学报,2013,34(8):1360-1365.
- [2] 刘强,段远源,宋鸿伟.生物质直燃有机朗肯循环热电联产系统的热力性能分析[J].中国电机工程学报,2013,33(26):60-67.
- [3] SOMAYAJI C. First and second law analysis of organic rankine cycle [D]. USA:Mississippi State University, 2008.
- [4] ONDER K. Energy and exergy analysis of an Organic Rankine for power generation from waste heat recovery in steel industry[J]. Energy conversion and management,2014,7(1):108-117.
- [5] 刘杰.低温热源驱动的小型有机朗肯循环研究[D].上海:上海交通大学机械与动力工程学院,2011.
- [6] ROY J P,ASHOK M. Parametric optimization and performance analysis of a regenerative Organic Rankine Cycle using R-123 for waste heat recovery[J]. Energy,2012,39(1),227-235.
- [7] 罗向龙,徐乐,谭立峰,等. R245fa 有机朗肯循环余热发电系统火用分析[J]. 节能技术,2012,30(2):131-136.
- [8] LI J,PEI G,LI Y Z,et al. Energetic and exergetic investigation of an organic Rankine cycle at different heat source temperatures [J]. Energy, 2012, 38 (16): 85-95.
- [9] 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.

Experimental Investigation and Performance Analysis of Organic Rankine Cycle System

WEI Xinli, LI Minghui, MA Xinling, HOU Zhonglan, MENG Xiangrui, YAN Yanwei

(School of Chemical Engineering and Energy,Zhengzhou University,Zhengzhou 450001,China)

Abstract: The experimental study was carried out to test the performance of organic Rankine cycle waste heat power generation system by using radial inflow turbine as expander. The result shows that exergy loss of the evaporator is the biggest, the next is the condenser and radial inflow turbine; when inlet pressure of the turbine is 0.397 MPa and inlet temperature is 100.58 °C, exergy loss of the evaporator reaches to 3.81 kW, accounting for 50.64% of the total exergy loss, that of the condenser and radial inflow turbine are 2.88 kW and 0.82 kW, accounting for 38.25% and 10.89% of the total exergy loss, respectively. Based on experimental investigation, making simulation about the effects of adding regenerator on the performance of the system, it turns out that when temperature of the heat source and evaporating temperature is the same, thermal performance of the ORCs with regenerator is better than the basic ORCs.

Key words: organic Rankine cycle(ORC); R123; experimental investigation; process simulation; thermodynamic analysis