

低质热源有机朗肯循环效率特性研究

王为术¹, 闫 广^{1,3}, 彭 岩², 时小宝², 刘怀亮²

(1. 华北水利水电大学 热能工程研究中心, 河南 郑州 450011; 2. 中信重工机械股份有限公司, 河南 洛阳 471039; 3. 河北华热工程设计有限公司, 河北 石家庄 050000)

摘要: 有机朗肯循环是有效的低品位能源利用方式, 有机朗肯循环的流程设计和参数的选择对循环效率有很大影响, 其中主蒸汽参数是最重要的热力循环参数。针对循环参数选取、主蒸汽过热对循环效率与余热回收效率的影响特性, 建立了有机朗肯循环模型, 并利用 EES 建立饱和蒸汽循环与过热蒸汽循环的计算方程, 通过变参数计算得到有机朗肯循环主蒸汽参数与循环效率和余热回收率的对应曲线, 并比较四类工质的热力循环特点总结有机质热力特性规律。

关键词: 低品质热; 有机朗肯循环; 蒸汽过热; 循环效率

中图分类号: TK284.1 文献标识码: A 文章编号: 1000-3096(2014)03-0037-05
doi: 10.11759/hyqx20130318001

有机工质朗肯循环在低质热源高效利用中有广阔的应用前景。水的沸点高, 水工质朗肯循环难以实现温度 200℃ 以下的余热发电, 采用低沸点有机工质朗肯循环可以极大的扩展余热发电的资源。基于低沸点有机朗肯循环的特点, 可用于海洋能源、太阳能、地热能等新能源高效利用。对于低温余热发电, 采用低沸点有机物作为朗肯循环工质比采用水作为工质有更高的循环效率。有机工质热力特性复杂, 对循环效率有显著影响。

在有机朗肯循环动力系统中, 对有机工质蒸汽是否过热存在较大争议, Bo-Tau^[1]、Bahaa^[2]、Ronald^[3]和王华^[4]等主张采用干流体作为循环工质, 热力系统取消过热器, 其理由是干流体在汽轮机末端不发生液化, 对末级叶片几乎无危害。而朱江^[5]则认为过热可以提高循环效率, 提议增设排汽回热器。目前投入运行的有机朗肯循环机组大部分采用了过热器, 其过热度高, 甚至超过了 100℃^[6]。

为进一步掌握有机朗肯循环效率的影响规律, 笔者选择了 R600a^[7]、R601a^[8]、R245fa^[9]和甲苯^[10]等典型余热回收工质, 对其朗肯循环效率特性进行研究, 研究结果可为有机朗肯循环的设计、运行提供参考。

1 有机朗肯循环热力系统模型的建立

典型的有机朗肯循环模型如图 1 所示, 有机工质贮存在储液罐中, 经升压泵升压后依次通过预热器、蒸发器和过热器, 达到额定参数后进入汽轮机膨胀做功, 汽机排汽进入冷凝器冷凝成液态后返回储

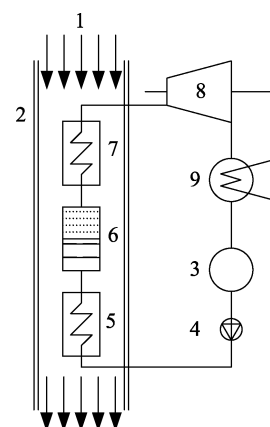


图 1 有机朗肯循环模型

Fig.1 ORC model

1. 余热流; 2. 尾部烟道; 3. 储液罐; 4. 升压泵; 5. 预热器; 6. 蒸发器; 7. 过热器; 8. 汽轮机; 9. 凝汽器

1. Waste heat fluid; 2. convection flue gas pass; 3. liquid storage pot; 4. booster pump; 5. preheater; 6. evaporimeter; 7. super heater; 8. turbine; 9. condenser

液罐完成循环。

对于一个确定的余热载体及其热力循环流体, 蒸发器的蒸发量存在极限蒸发值, 即蒸发器端差为 0 时的理论蒸发量。在一个原有的有机朗肯循环设备上增设排汽回热装置, 可提高进入预热器的工质温度

收稿日期: 2013-03-18; 修回日期: 2013-06-29

基金项目: 国家科技支撑计划项目(2011BAA05B03)

作者简介: 王为术(1972-), 男, 教授, 硕士生导师, 主要研究方向: 多相流动与传热, 热工水力, 低质热利用, 流体动力输送, E-mail: wangweishu@ncwu.edu.cn

$$\eta_{\text{cef},s} = h_d / h_{\text{ah}} = (h_{\text{ms},s} - h_{\text{ds}}) / (h_{\text{ms},s} - h_{\text{sup}}) \quad (9)$$

采用 EES 可计算出循环效率随过热度的变化曲线。

4 计算结果及分析

4.1 主蒸汽压力对循环效率、余热回收效率的影响

选取 150℃ 空气作为余热载体，计算 R600a、R245fa 的热力循环，循环效率与余热回收效率的计算结果如图 3 所示。

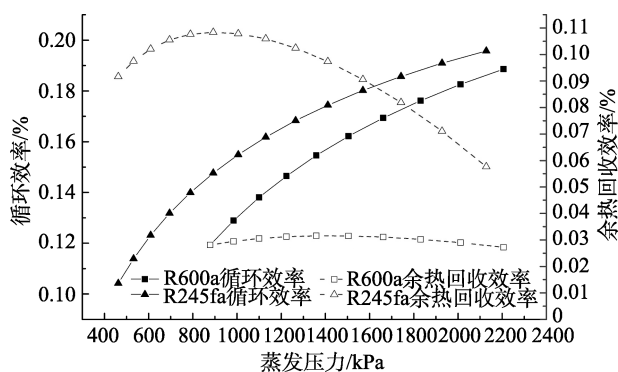


图 3 R600a、R245fa 的循环效率、余热回收效率与蒸发压力

Fig.3 The cycle efficiency and thermal recovery efficiency with evaporating pressure to R600a and R245fa

由图 3 可知，R600a 与 R245fa 的饱和蒸汽循环效率随着蒸发压力的增大而增大，但随着循环参数的提高其余热回收效率随蒸发压力升高先升高后下降，原因是工质流量逐渐减小，故存在最佳蒸发压力使余热的回收效率达到最大。

选择 300℃ 空气-甲苯、200℃ 空气-R601a，可以得到相似的结果，如图 4 所示。

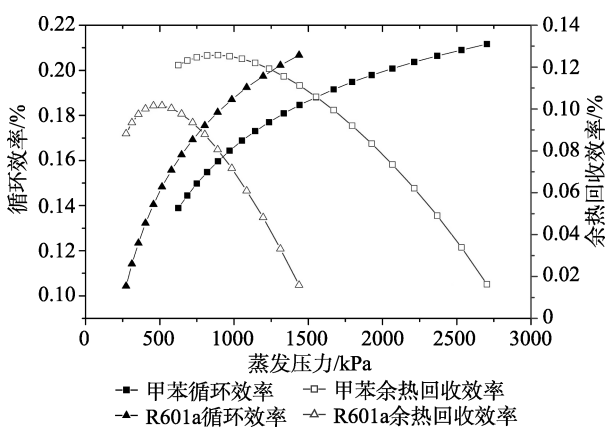


图 4 甲苯与 R601a 的循环效率、余热回收效率与蒸发压力
Fig.4 The cycle efficiency and thermal recovery efficiency with evaporating pressure to Toluene and R601a

4.2 蒸汽过热对循环效率的影响

图 5 为 R601a 循环效率与主蒸汽温度的计算结果。

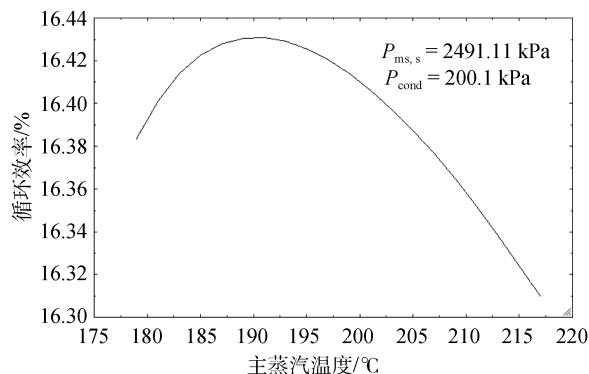


图 5 R601a 的循环效率与主蒸汽温度

Fig. 5 The cycle efficiency with main steam temperature of R601a

由图 5 可知，在选定的循环下，存在过热度 $\Delta t'' = 12^\circ\text{C}$ 使循环效率达到最高，称为最佳过热度。当 $P_{\text{ms},s} = 2112.3 \text{ kPa}$ (饱和温度为 168°C) 时 $\Delta t'' = 7^\circ\text{C}$ ； $P_{\text{ms},s} = 1779.7 \text{ kPa}$ ($T_{\text{sat}} = 158^\circ\text{C}$) 时则计算结果如图 6 所示。

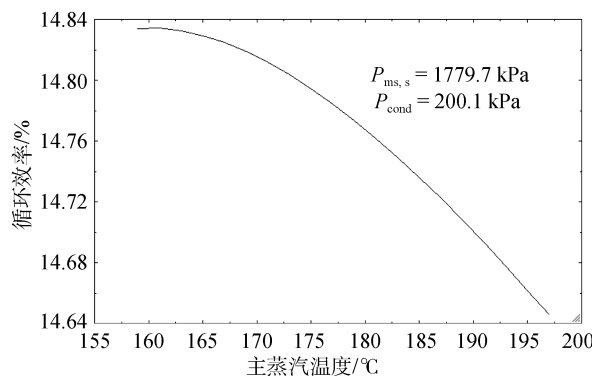


图 6 R601a 的循环效率与主蒸汽温度

Fig. 6 The cycle efficiency with main steam temperature of R601a

由计算可知，随着主蒸汽压力降低，循环效率呈下降趋势，且最佳过热度 $\Delta t''$ 逐渐减小，当 $P_{\text{ms},s} = 1779.7 \text{ kPa}$ 时最佳过热度 $\Delta t'' = 0^\circ\text{C}$ 。

计算 R600a、R601a、R245fa 和甲苯的过热蒸汽循环，可得到最佳过热度 $\Delta t''$ 随主蒸汽压力和排汽压力的变化规律，如图 7 所示。

由图 7 可知，循环效率最高对应的最佳过热度随主蒸汽压力升高而增大，不同工质其变化幅度不同，最为敏感的是 R601a，甲苯的变化最不敏感。计算中，R601a 的排汽压力为 200.57kPa，R600a 的排汽

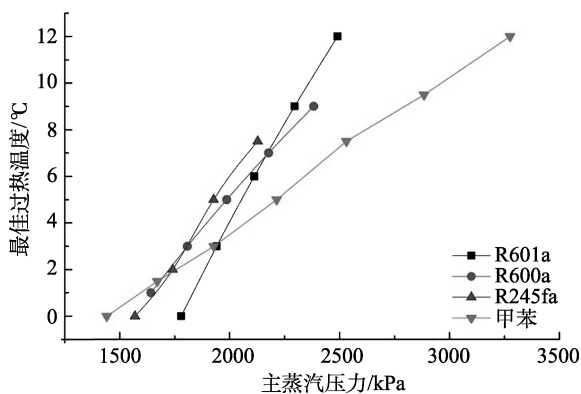


图 7 四种工质的最佳过热度与主蒸汽压力

Fig.7 The best overheating temperature with main steam pressure of four working media

压力为 404.72 kPa, R245fa 的排汽压力为 177.79 kPa, 甲苯的排汽压力为 3.8 kPa。

对 R600a、R601a、R245fa 和甲苯四种有机朗肯循环进行计算, 取 $\Delta t'' = 0^\circ\text{C}$ 的主蒸汽压力与排汽压力参数, 可得曲线图 8。

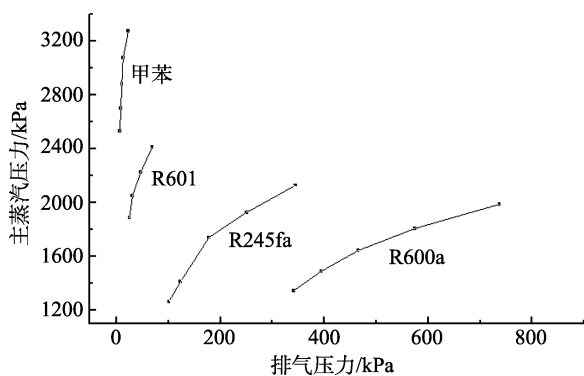


图 8 主蒸汽压力和排汽压力决定蒸汽过热度

Fig.8 The main steam overheating depending on main steam pressure and backpressure

图 8 中某流体作为工质, 当热力系统运行参数在其对应曲线下方时, 饱和蒸汽循环的效率最高, 过热会降低其循环效率; 当运行参数在曲线上方时, 最佳过热温度 $\Delta t > 0$, 适当过热可使循环效率达到最高。

5 结论

通过对四种有机工质朗肯循环特性计算, 得到以下结论:

(1) 蒸发压力是决定有机朗肯循环效率和余热回收效率的重要参数, 循环效率随蒸发压力的升高而升高, 但余热回收效率存在极值, 其对应的蒸发压力为最佳蒸发压力。

(2) 蒸汽过热提高循环效率只在一定条件下成

立, 且决定于主蒸汽压力与排汽压力, 研究表明主蒸汽压力越高, 排汽压力越低, 则最佳过热度越高。在实际工程中, 有机朗肯循环机组的运行参数较高, 蒸汽过热是提高循环效率的有效方法。

符号说明:

$h_{1,\text{air}}$ —— 余热流初始比焓, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$; $h_{2,\text{air}}$ —— 蒸发器出口余热流比焓, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$;

$h_{3,\text{air}}$ —— 余热流排放比焓, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$; h_{ah} —— 循环吸热量, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$;

h_{ds} —— 等熵焓降, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$; h_{ed} —— 等熵焓降排汽比焓, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$;

$h_{\text{ms,s}}$ —— 主蒸汽比焓, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$; $h_{\text{sat,g}}$ —— 饱和蒸汽比焓, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$;

$h_{\text{sat,l}}$ —— 饱和液比焓, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$; h_{sup} —— 工质初始比焓, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$;

$m_{\text{c,air}}$ —— 余热流质量流量, $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$; m_{w} —— 工质循环流量, $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$;

P_{cond} —— 冷凝压力, kPa; $P_{\text{ms,s}}$ —— 主蒸汽压力, kPa;

$P_{\text{m,st}}$ —— 蒸发压力, kPa; $S_{\text{sat,g}}$ —— 饱和蒸汽比熵, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$;

$s_{\text{ms,s}}$ —— 主蒸汽比熵, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$; $t_{\text{ms,s}}$ —— 主蒸汽温度, $^\circ\text{C}$;

T_{sat} —— 蒸发温度, $^\circ\text{C}$; Δt —— 过热度, $^\circ\text{C}$;

Δt_{n} —— 过冷度, $^\circ\text{C}$; $\Delta t''$ —— 最佳过热温度, $^\circ\text{C}$;

η_{cef} —— 循环效率; η_{ref} —— 余热回收效率。

参考文献:

- [1] Bo-Tau Liu, Kuo-Hsiang Chien, Chi-Chuan Wang. Effect of working fluids on organic rankine cycle for waste heat recovery[J]. Energy, 2004, 29:1207-1217.
- [2] Bahaa Saleh, Gerald Koglbauer, Martin Wendland, et al. Working fluids for low-temperature organic rankine cycles[J].Energy, 2007, 32 :1210-1221.
- [3] Ronald DiPippo. Second law assessment of binary plants generating power from low-temperature geothermal fluids [J]. Geothermics, 2004, 33:565-586.
- [4] 王华, 王辉涛. 低温余热发电有机朗肯循环技术[M]. 北京: 科学出版社, 2010.
- [5] 朱江. 中低温有机朗肯循环(ORC)发电系统优化研究

- [D]. 北京: 北京工业大学, 2011.
- [6] Joseph Sinai, Uriyel Fisher. 1MW solar power plant using ORMAT energy converter [A]. Proceeding of the 14th Sede Boqer Symposium on Solar Electricity Production C. Sede boqer, Israel. 2007:53-56.
- [7] Ronald DiPippo. Second Law assessment of binary plants generating power from low-temperature geothermal fluids [J]. *Geothermics*, 2004, 33: 565-586.
- [8] Aleksandra Borsukiewicz-Gozdur, Wladyslaw Nowak. Development of a prototype low-temperature Rankine cycle electricity generation system [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2001, 21: 169-181.
- [9] 黄晓艳. 纯工质 R245fa 水平管内流动沸腾换热特性的实验研究[D]. 昆明: 昆明理工大学, 2010.
- [10] Ulli Drescher, Dieter Bruggemann. Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2007, 27: 223-228.

Study on the factors of Organic Rankine cycle efficiency for inferior thermal

WANG Wei-shu¹, YAN Guang^{1, 3}, PENG Yan², SHI Xiao-bao², LIU Huai-liang²

(1. Thermal Engineering Research Center, North China University of water conservancy and Hydroelectric Power, Zhengzhou 450011, 2. CITIC Heavy Industries CO., LTD, Luoyang 471039, 3. Hebei Huare Engineering Design co., LTD, Shijiazhuang 050000, China)

Received: Mar., 18, 2013

Key words: Low quality heat source; Organic Rankine cycle; Steam superheat; cycle efficiency

Abstract: Organic Rankine cycle is an effective way for low thermal energy utilization, . The process design of Organic Rankine Cycle and the selection of its parameters have great influence on cycle efficiency. The Main steam parameter is the most important Thermodynamic cycle parameter. The Organic Rankine cycle model was built accordingly. The accounting equations to saturated steam cycle and superheated steam cycle were built by EES, The corresponding curves to ORC main steam parameters with cycle efficiency and waste heat recovery rate were acquired through variable parameter calculation. The thermal characteristic law of organic fluids was acquired by comparing the four organic fluids thermal cycles.

(本文编辑: 康亦兼)