

生物质有机朗肯发电系统热力性能分析

应振根¹, 杨小军¹, 汤炎^{1,2}

(1.衢州学院机械工程学院, 浙江衢州324000; 2.浙江开山压缩机股份有限公司, 浙江衢州324000)

摘要：提出一种具有回热的生物质有机朗肯发电系统并建立了系统的热力学模型。对比分析了采用 R 245fa、R 141b、环戊烷、环己烷等四种有机工质时的系统热力性能，结果表明，存在一个最佳的蒸发温度，使系统热效率或单位燃料功率最大，且环戊烷的单位燃料功率最大。讨论了生物质锅炉对系统热力性能的影响，结果显示，系统净输出功率随导热油流量增加而增大，且存在最佳的导热油出口或入口温度，使系统热效率或单位燃料功率最大。应合理匹配生物质锅炉的这两个参数，提升系统热力性能。

0引言

生物质能源是唯一可直接存储和运输的可再生能源，已经成为仅次于煤、石油和天然气的第四大能源。我国拥有丰富的生物质资源，预计到2050年我国的生物质资源总量将折合6亿多吨标准煤^[1]，我国的生物质发电技术正在快速发展，到2012年底，我国生物质发电累计并网容量已达到5819MW^[2]。

生物质直接燃烧发电利用锅炉燃烧生物质加热产生水蒸气，过热蒸气推动汽轮机组发电，在大规模生产条件下具有较高的效率，因此要求生物质资源集中，且数量巨大，生物质原料收集和运输的成本较高[3]。虽然我国生物质原料总量丰富，但是分布十分分散，特别是在边远地区、海岛等，并不适合生物质的规模化利用，而要采取就近吸收、规模较小的分布式发电系统。

有机朗肯循环采用低沸点的有机工质代替水蒸气推动膨胀机做功，在吸收显热方面具有更高的效率，受负荷变化的影响较小，且结构紧凑、启停方便、维护周期长，特别适合中低温余热、太阳能、生物质能等的开发利用的特性，国外已经对其应用于生物质能发电开展了研究^[5-8]，但是相比其他热源，国内对生物质有机朗肯循环发电系统的研究还比较少^[9-10]，对系统性能的分析有待进一步深入。

本文将针对具有回热的生物质有机朗肯发电系统，建立热力学模型，分析比较采用不同有机工质情况下的系统热力性能，并讨论生物质锅炉的参数对系统热力性能的影响。

1系统组成及工作原理

将生物质直燃与有机朗肯循环相结合，建立生物质有机朗肯发电系统，其工艺流程如图1所示。在有机朗肯循环中加入回热器^[11]，目的是为了提升系统效率。

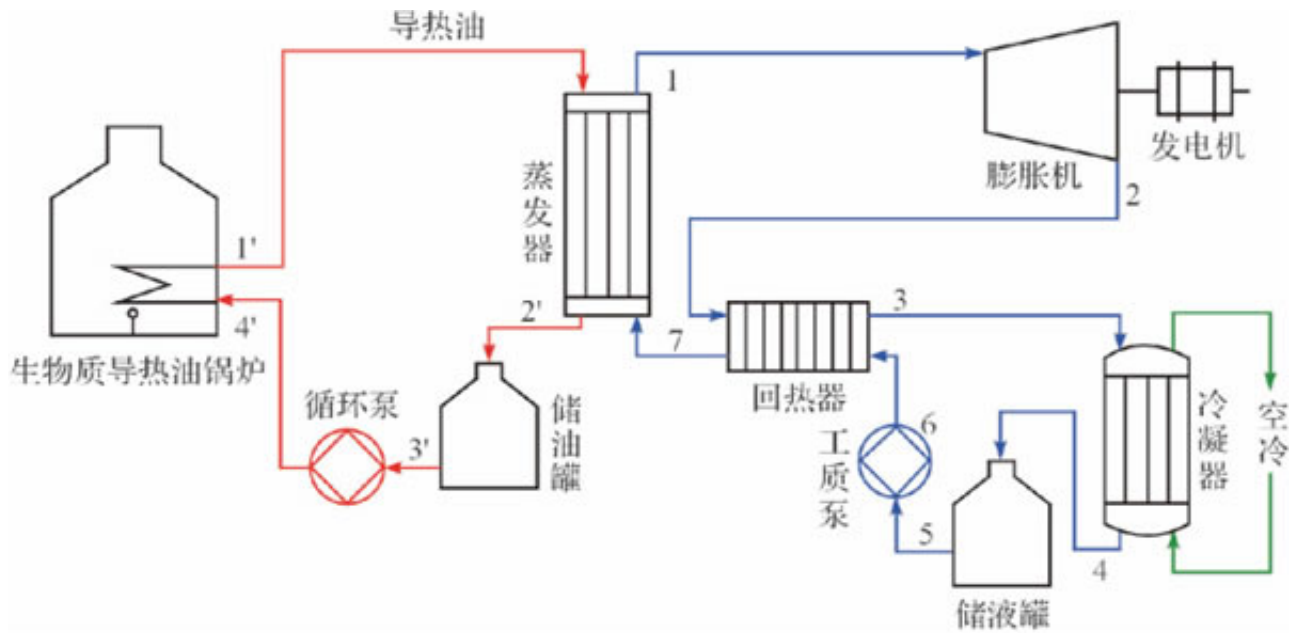


图1 生物质有机朗肯发电系统示意

该发电系统含有两个循环。一是导热油循环，低温的导热油在生物质锅炉中被加热，而后在蒸发器中将能量传递给有机工质，降温后经循环泵进入锅炉重新加热，完成循环；二是有机朗肯循环，有机工质在蒸发器中吸收导热油的热量成为饱和蒸气，而后进入膨胀机做功，乏气先经回热器，后进入冷凝器被冷却成液体，经工质泵加压重新回到蒸发器吸热完成循环。在该系统中，回热器的作用是将膨胀后乏气的一部分热量传递给待加热的液体有机工质，减少其在蒸发器中的吸热量，提高系统效率。

2系统热力学模型

为区分导热油循环和有机朗肯循环，分别用数字1 - 7表示有机朗肯循环中各位置的状态，用数字1' - 4'代表导热油循环中各位置的状态，如图1所示。系统内有机工质、导热油、冷却空气的热力参数变化如图2所示。

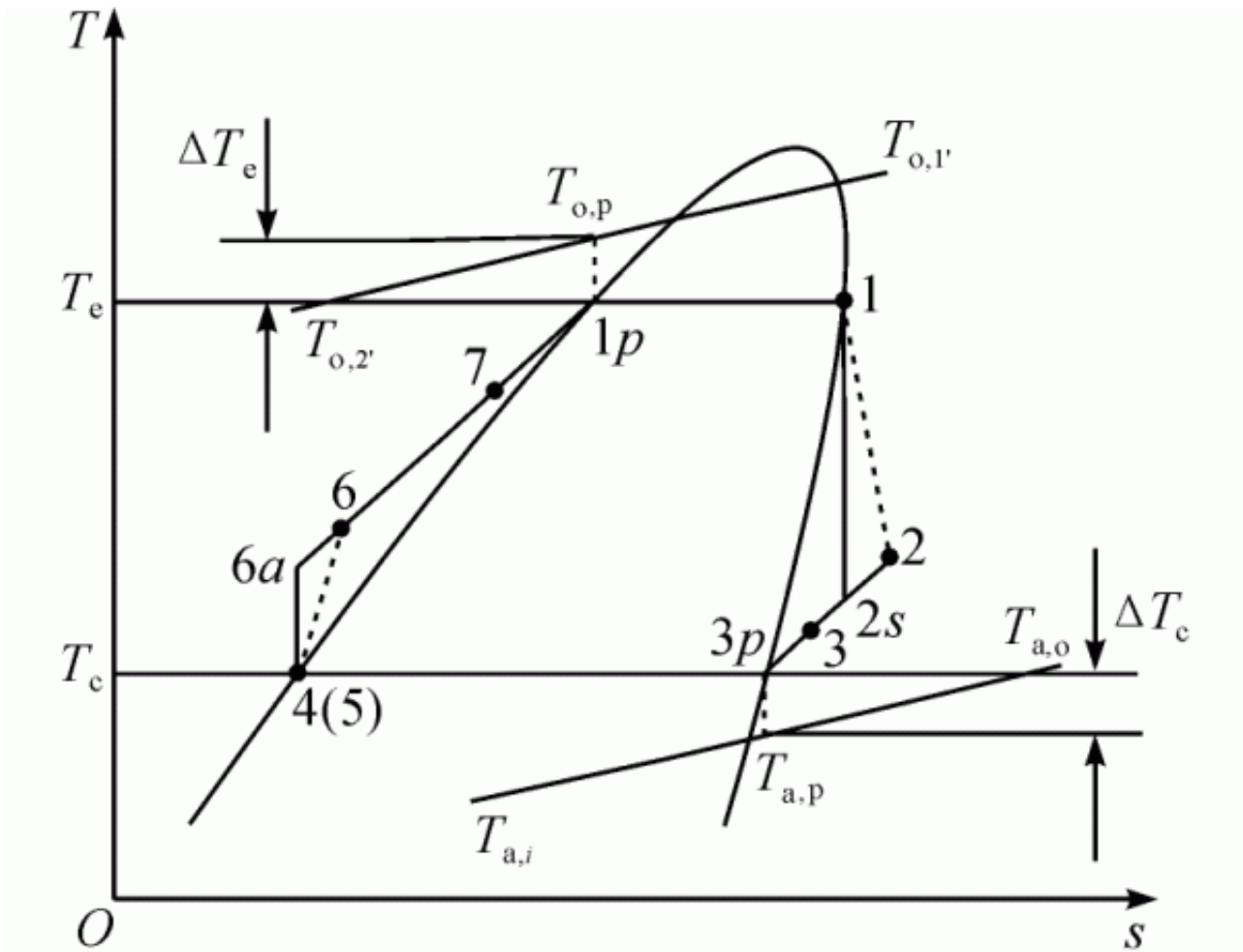


图 2 生物质有机朗肯发电系统的热力参数变化

在蒸发器中，有机工质吸收导热油热量成为饱和蒸气，满足能量关系如下：

$$m_{\text{wf}}(h_1 - h_{1\text{p}}) = \eta_{\text{evp}} m_o \bar{C}_{p,o} (T_{o,1'} - T_{o,p}) \quad (1)$$

式中： m_{wf} 为有机工质的质量流量； m_o 为导热油的质量流量； $\bar{C}_{p,o}$ 为导热油的平均比定压热容； η_{evp} 为蒸发器的换热效率； $T_{o,p}$ 的数值等于蒸发器的蒸发温度 T_e 与节点温差 ΔT_e 之和，即：

$$T_{o,p} = T_e + \Delta T_e \quad (2)$$

在冷凝器中，有机工质与空气换热，冷凝成为液体，有：

$$\eta_{\text{con}} m_{\text{wf}} (h_{3\text{p}} - h_4) = m_a C_{p,a} (T_{a,p} - T_{a,i}) \quad (3)$$

式中： m_a 和 $C_{p,a}$ 为空气的质量流量和比定压热容； η_{con} 为冷凝器的换热效率； $T_{a,i}$ 为空气的进气温度。

$$T_{a,p} = T_c - \Delta T_c \quad (4)$$

式中： T_c 和 ΔT_c 分别为冷凝器的冷凝温度和节点温差。

膨胀机所做的功为：

$$W_{\text{tur}} = \eta_m m_{\text{wf}} (h_1 - h_2) = \eta_m \eta_{\text{tur}} m_{\text{wf}} (h_1 - h_{2s}) \quad (5)$$

式中： η_{tur} 和 η_m 分别为膨胀机的绝热效率和机械效率。

对于工质泵，其绝热效率为：

$$\eta_P = \frac{h_{6a} - h_5}{h_6 - h_5} \quad (6)$$

因此工质泵消耗的功为：

$$W_P = m_{\text{wf}} (h_6 - h_5) = m_{\text{wf}} (h_{6a} - h_5) / \eta_P \quad (7)$$

对于回热器，两侧工质满足能量平衡^[12]：

$$h_7 - h_6 = \eta_{\text{reg}} \alpha_{\text{reg}} (h_2 - h_6) \quad (8)$$

式中： α_{reg} 和 η_{reg} 分别为回热器的回热度和换热效率。

导热油在生物质锅炉中吸收的热量为：

$$Q_o = m_o \bar{C}_{p,o} (T_{o,1'} - T_{o,4'}) \quad (9)$$

记 η_{br} 为锅炉的热效率，则生物质燃料放出的热量为：

$$Q_{\text{bio}} = Q_o / \eta_{\text{br}} \quad (10)$$

以 M_{bio} 表示生物质燃料的热值，因此，生物质燃料的燃耗为：

$$B_{\text{bio}} = Q_{\text{bio}} / M_{\text{bio}} \quad (11)$$

综合以上计算，生物质有机朗肯发电系统的净输出功率为：

$$W_{\text{net}} = W_{\text{tur}} - W_P \quad (12)$$

系统的热效率为：

$$\eta = W_{\text{net}} / Q_{\text{bio}} \quad (13)$$

单位燃耗功率（即单位燃耗对应的净输出功率）为：

$$W_b = W_{\text{net}} / B_{\text{bio}} \quad (14)$$

3系统热力性能分析

以农作物秸秆制成的生物质颗粒为燃料，选用X6D - 280型导热油，对生物质有机朗肯发电系统进行计算和分析。在模拟和计算过程中，忽略管道中的损失，有机工质的物性参数通过 Ref-Prop9.0软件计算。系统参数如表1所示。

表 1 生物质有机朗肯发电系统的参数

参数	数值	参数	数值
生物质锅炉热效率	0.79	生物质燃料热值/ $\text{MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	15
膨胀机机械效率	0.95	蒸发器节点温差/ $^{\circ}\text{C}$	10
膨胀机的膨胀比	8	冷凝器节点温差/ $^{\circ}\text{C}$	5
工质泵效率	0.8	环境温度/ $^{\circ}\text{C}$	20

3.1有机工质的选择

鉴于生物质有机朗肯发电系统较高的导热油出口温度，综合有机工质的热物性、安全性和环保性，分别考察采用 R 245fa、R 141b、环戊烷、环己烷等四种有机工质情况下的系统性能。四种工质的基本参数如表2所示。

表 2 有机工质的基本参数

有机工质	R245fa	R141b	环戊烷	环己烷
分子式	$\text{C}_3\text{H}_3\text{F}_5$	$\text{C}_2\text{H}_3\text{Cl}_2\text{F}$	C_5H_{10}	C_6H_{12}
分子量	134.05	116.95	70.13	84.16
临界温度/ $^{\circ}\text{C}$	154.16	204.50	238.69	280.64
临界压强/ MPa	3.65	4.21	4.52	4.08

图3为在不同导热油出口温度 $T_{o,1}$ 的情况下，系统的净输出功率 W_{net} 随蒸发温度 T_e 的变化关系。

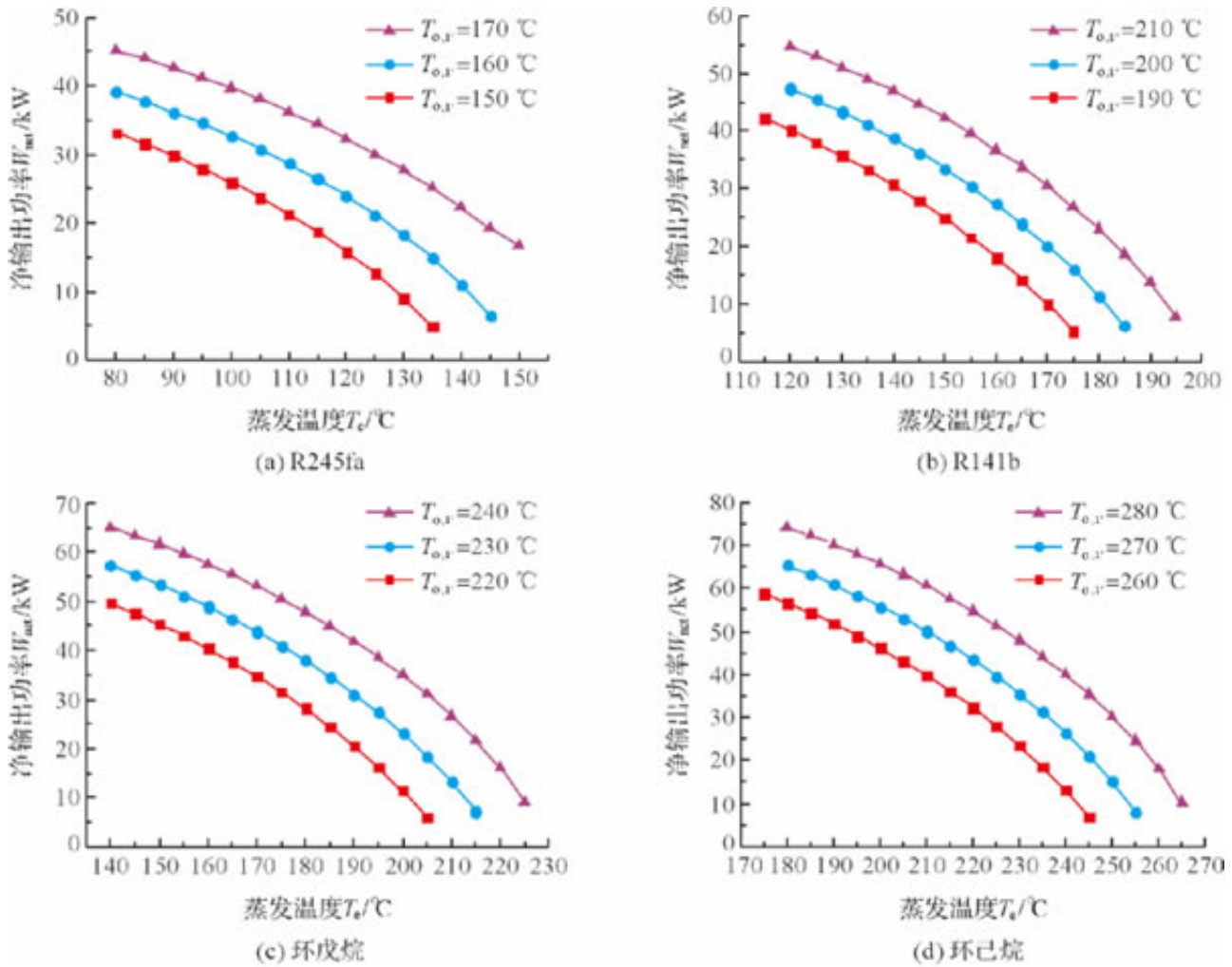


图3 不同蒸发温度下的系统净输出功率

从图3可以看出，系统的净输出功率随蒸发温度的升高而减小，这是因为随着蒸发温度的升高，蒸发器两侧流体的温差变小，有机工质的流量减小，从而系统净输出功率随之减小。

图4为系统在不同导热油出口温度 $T_{o,1}$ 下，热效率 η 和单位燃耗功率 W_b 随蒸发温度 T_e 的变化情况。

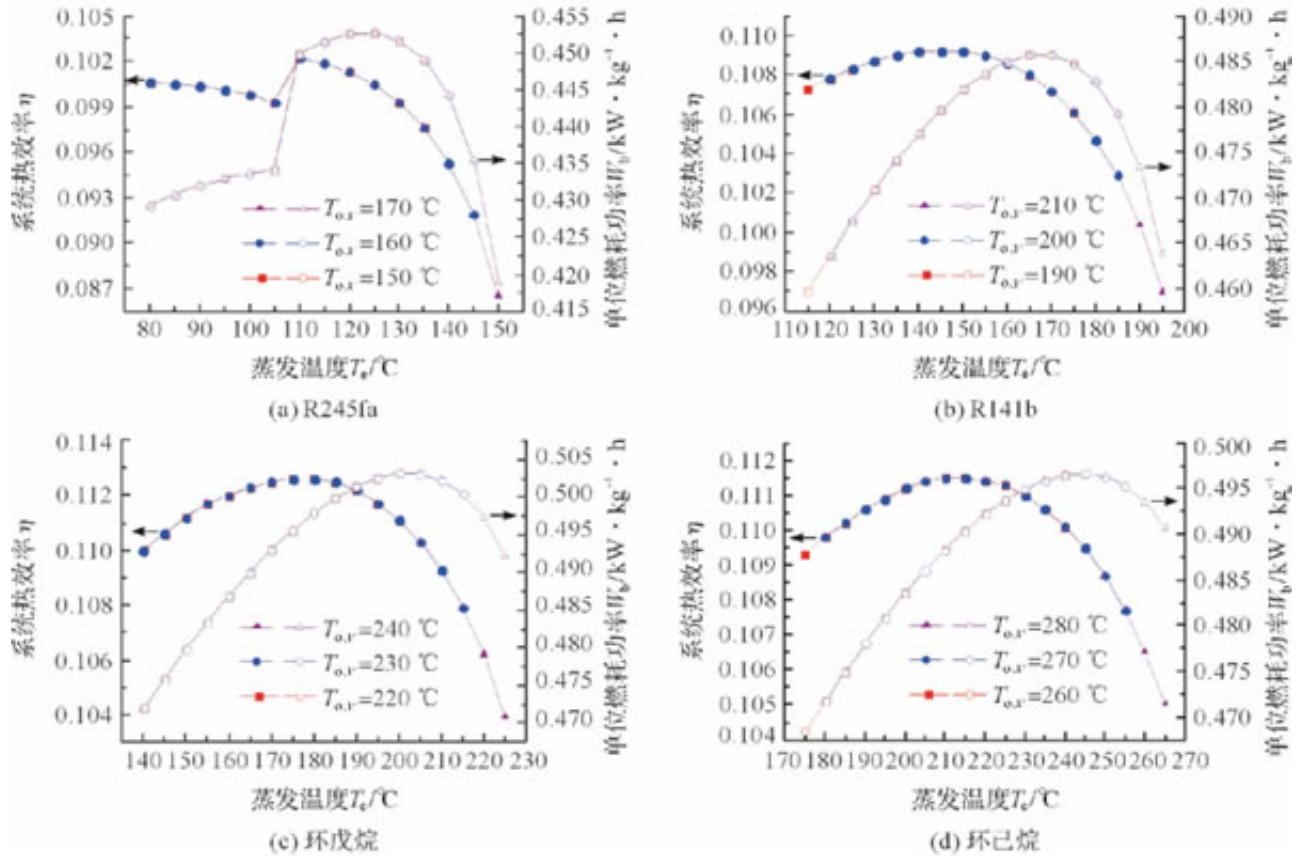


图4 不同蒸发温度下的系统热效率和单位燃耗功率

从图4可以看出，系统热效率和单位燃耗功率随蒸发温度的变化有着相同的规律，两者都随着蒸发温度的升高先增大后减小，即存在一个最佳蒸发温度，使得系统热效率或单位燃耗功率达到最大，并且最佳蒸发温度、以及系统热效率和单位燃耗功率的最大值保持不变。

此外，系统热效率和单位燃耗功率对应的最佳蒸发温度并不重叠，前者对应的最佳蒸发温度略低于后者，如表3所示。

表3 有机工质的最佳蒸发温度

有机工质	系统热效率		系统单位燃耗功率	
	最佳蒸发温度/°C	最大值/%	最佳蒸发温度/°C	最大值/ $\text{kW} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{h}$
R245fa	110	10.22	125	0.4527
R141b	145	10.92	165	0.4857
环戊烷	175	14.27	200	0.5032
环己烷	210	14.13	245	0.4966

分析表3中四种工质在最佳蒸发温度时的数据，环戊烷对应的系统热效率和单位燃耗功率都为最大，环己烷次之，但两者差距不明显，其次是R141b和R245fa。可见，对于生物质有机朗肯发电系统，应选择最佳蒸发温度较高的有机

工质，对于上述四种有机工质，环戊烷是最合适的。

3.2 生物质锅炉的影响

不失一般性，以环戊烷为有机工质，就生物质锅炉的参数对系统热力性能的影响进行计算和分析。

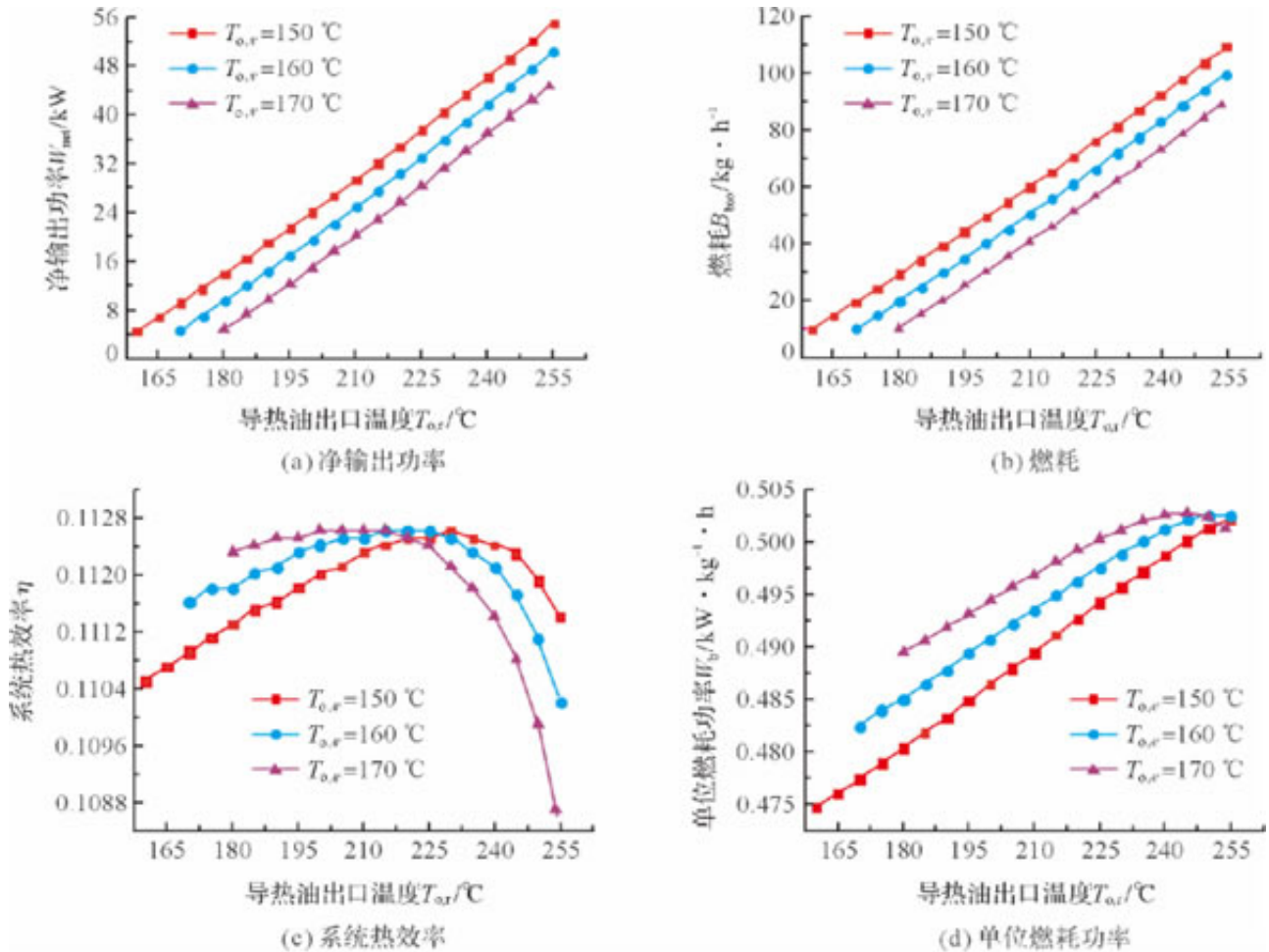


图5 不同导热油出口温度下的系统性能参数

的升高单调增大，燃料燃耗也随之增大。系统热效率和单位燃耗功率则先增大后减小，由此可以确定存在一个最佳的导热油出口温度，使得生物质有机朗肯发电系统的热效率或单位燃耗功率最大，并且前者对应的出口温度大于后者。

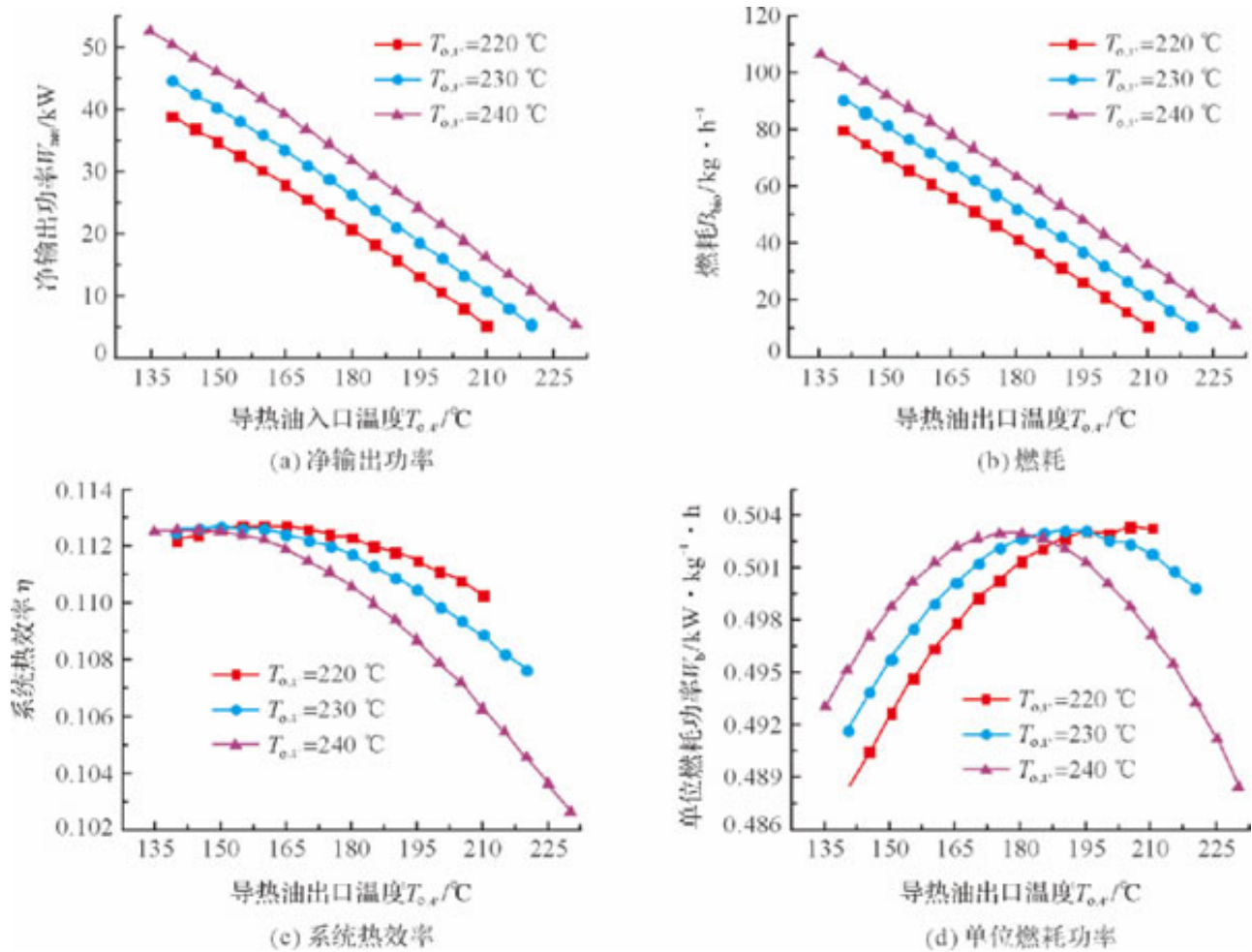


图6 不同导热油入口温度下的系统性能参数

油入口温度的变化情况，可见净输出功率随入口温度 $T_{o,i}$ 的升高单调减小，燃料燃耗也随之减小。而系统热效率和单位燃耗功率则分别存在一个最佳的导热油入口温度，使得两者的数值达到最大，且前者对应的入口温度小于后者。

对于系统净输出功率，上述结果是明显的，因为较大的出口和入口温差时导热油需要吸收更多的热量，因而燃料消耗增加，同时也导致蒸发器内的换热量增加，输出功率随之增大。对于系统热效率和单位燃耗功率，需重新考察有机工质的蒸发温度。

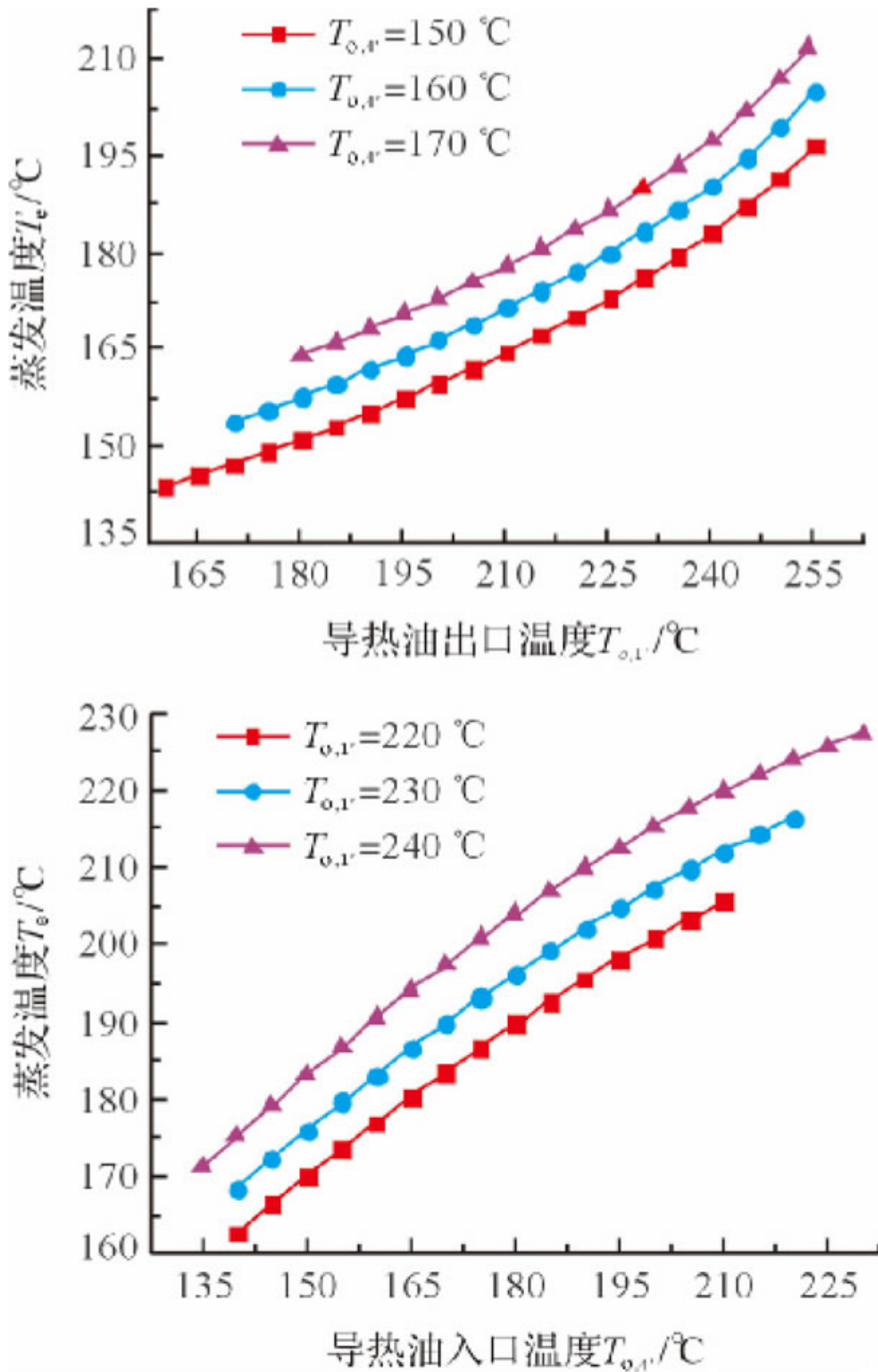


图7 不同导热油出口和入口温度的蒸发温度

图7给出了上述两种情况下环戊烷蒸发温度的变化趋势，在导热油入口温度不变的情况下，结合图5的结果可以发现，当最佳导热油出口温度使系统热效率达到最大时，工质的蒸发温度正好是系统热效率对应的最佳蒸发温度，同样，单位燃耗功率最大时的出口温度也对应了相应的最佳蒸发温度。对于导热油出口温度不变的情况，比较图6和图7的结果可以得到类似的结论。可见，导热油出口和入口温度对系统热力性能的影响与工质的最佳蒸发温度是密不可分的。

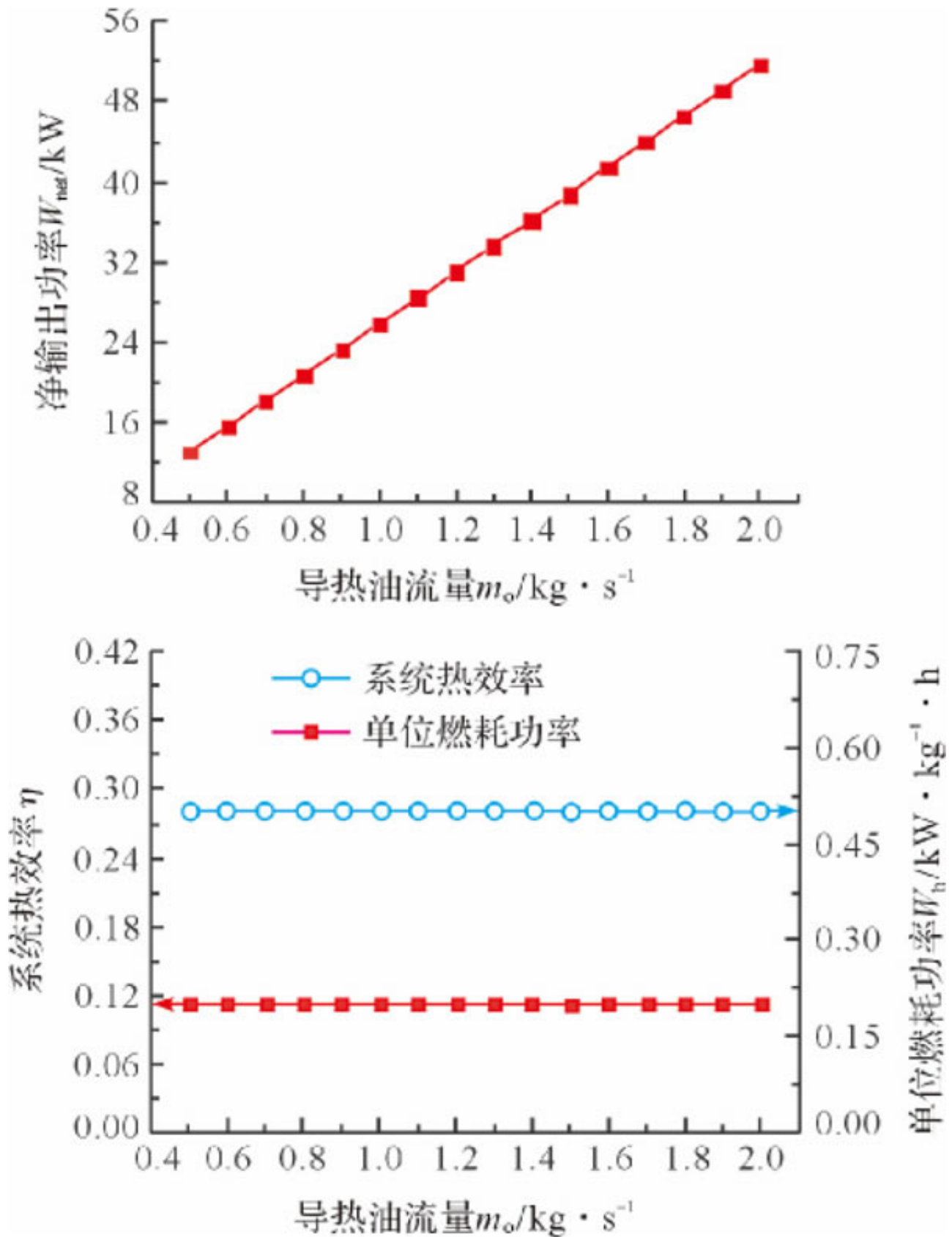


图 8 不同导热油流量下的系统性能参数

图8给出了导热油出口温度240、入口温度175时，生物质有机朗肯发电系统性能参数随导热油流量的变化情况。可见，净输出功率随着导热油流量的增加线性增大，而热效率和单位燃耗功率不随导热油流量发生变化。

综合上述分析，生物质锅炉中导热油的流量以及出入口温差直接影响生物质有机朗肯发电系统的净输出功率，决定了发电系统的规模。在系统规模确定的情况下，应合理匹配导热油的出口和入口温度，使得在蒸发器内有机工质能接近最佳蒸发温度，提高系统的热效率和单位燃耗功率，提升系统的热力性能。

4结论

本文中提出一种具有回热的生物质有机朗肯发电系统——生物质锅炉加热导热油作为有机朗肯循环的热源，降温后的导热油重新进入锅炉循环利用，建立了系统的热力学模型。

对比分析了采用 R 245fa、R 141b、环戊烷、环己烷等四种有机工质时的系统热力性能，结果表明，系统净输出功率随蒸发温度的升高而减小，但对某一特定的工质，存在一个最佳的蒸发温度，使系统热效率或单位燃耗功率达到最大，并且前者对应的最佳蒸发温度略小于后者，采用最佳蒸发温度较高的环戊烷能获得最高的系统热效率和单位燃耗功率。

讨论了生物质锅炉对系统热力性能的影响，结果显示，导热油流量的增加、出口温度的增高、以及入口温度的降低都能导致系统净输出功率的增大。另一方面，存在最佳的导热油出口温度或入口温度，使得系统热效率或单位燃耗功率达到最大，此时有机工质的蒸发温度正好是相应的最佳蒸发温度。因此，除了利用导热油流量控制生物质有机朗肯发电系统的规模之外，还应合理匹配生物质锅炉导热油的出口和入口温度，以使有机工质能接近最佳蒸发温度，提高系统热效率和单位燃耗功率，提升系统整体热力性能。

参考文献：

- [1] 国家自然科学基金委员会能源科学学科发展战略研究组.2011~2020年我国能源科学学科发展战略报告 [R].北京:国家自然科学基金委员会中国科学院,2010.
- [2] 蒋大华,孙康泰,元 伟,等.我国生物质发电产业现状及建议 [J].可再生能源,2014,32(4):542-546.
- [3] 吴创之,周肇秋,马隆龙,等.生物质发电技术分析比较 [J].可再生能源,2008,26(3):34-37.
- [4] 邓立生,黄宏宇,何兆红,等.有机朗肯循环的研究进展 [J].新能源进展,2014,2(3):180-187.
- [5] ROHMAH N, PIKRA G, SALIM A. Organic Rankine cycle system preliminary design with corn cob biomass waste burning as heat source [J]. Energy Procedia, 2013, 32:200-208.
- [6] TANCZUK M, ULBRICH R. Implementation of a biomass-fired co-generation plant supplied with an ORC (Organic Rankine Cycle) as a heat source for small scale heat distribution system-A comparative analysis under Polish and German conditions [J]. Energy, 2013, 62:132-141.
- [7] JRADI M, RIFFAT S. Experimental investigation of a biomass-fuelled micro-scale trigeneration system with an organic Rankine cycle and liquid desiccant cooling unit [J]. Energy, 2014, 71:80-93.
- [8] URIS M, LINARES J I, ARENAS E. Size optimization of a biomass-fired cogeneration plant CHP/CCHP (Combined heat and power/Combined heat, cooling and power) based on Organic Rankine Cycle for a district network in Spain [J]. Energy, 2015, 88:935-945.
- [9] 赵海涛,贺 晓,王欢欢.基于有机朗肯循环的生物质能热电联产技术的研究 [J].能源研究与管理,2011(2):30-33.
- [10] 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.
- [11] 徐荣吉,席 旻,何雅玲.内回热/无回热有机朗肯循环的实验研究 [J].工程热物理学报,2013,32(2):205-210.
- [12] 张丽娜,朱 彤,王海鹰,等. ORC 系统热力性能计算程序开发 [J].热能动力工程,2014,29(1):41-45.

原文地址：<http://www.china-nengyuan.com/tech/158777.html>