

## 烧结冷却废气余热有机朗肯循环发电系统性能分析

冯军胜<sup>1</sup>, 裴刚<sup>1</sup>, 董辉<sup>2</sup>, 张晟<sup>2</sup>

(1. 中国科学技术大学 工程科学学院, 安徽 合肥, 230026;  
2. 东北大学 冶金学院, 辽宁 沈阳, 110819)

**摘要:** 以烧结矿环冷机末端出口流量为  $7.6 \times 10^5 \text{ m}^3/\text{h}$ 、平均温度为  $170 \text{ }^\circ\text{C}$  的冷却废气为研究对象, 基于低温余热有机朗肯循环系统, 采用 R123, R245fa 和 R600 作为循环有机工质, 研究工质蒸发温度、过热度及冷凝温度对系统性能的影响。研究表明: 系统净输出功率和总的不可逆损失随工质蒸发温度、过热度及冷凝温度的增大而逐渐减小; 系统热效率随蒸发温度增大而增大, 而随冷凝温度增大而减小, 工质过热度增大对系统热效率的影响不大; 当系统操作工况一定时, 工质 R600 的净输出功率最大, 而工质 R123 的系统热效率最高, 且总不可逆损失最小; 在实际操作过程中, 为了获得较大系统净输出功率, 应选择 R600 作为循环有机工质, 设定蒸发器出口工质为饱和蒸汽状态, 并采用较低的工质冷凝温度。

**关键词:** 烧结; 余热发电; 有机朗肯循环; 热力性能

中图分类号: TK11<sup>+</sup>5

文献标志码: A

文章编号: 1672-7207(2019)02-0466-08

## Performance analysis of organic Rankine cycle power generation system with sinter cooling gas waste heat

FENG Junsheng<sup>1</sup>, PEI Gang<sup>1</sup>, DONG Hui<sup>2</sup>, ZHANG Sheng<sup>2</sup>

(1. School of Engineering and Science, University of Science and Technology of China, Hefei 230026, China;  
2. School of Metallurgy, Northeastern University, Shenyang 110819, China)

**Abstract:** The cooling flue gas discharged from the end outlet of sinter annular cooler was taken as research object, with the mass flow and average temperature of cooling flue gas being  $7.6 \times 10^5 \text{ m}^3/\text{h}$  and  $170 \text{ }^\circ\text{C}$ , respectively. Based on the organic Rankine cycle (ORC) system of low temperature waste heat, the R123, R245fa and R600 were selected as the circular organic working fluids, and the effects of evaporation temperature, superheat degree and condensing temperature on the system performance were studied and analyzed. The results show that with the increase of evaporation temperature, superheat degree and condensing temperature, the net output power and total irreversible loss of system decrease gradually. The system thermal efficiency increases with the increase of evaporation temperature, and decreases with the increase of condensing temperature. The increase of superheat degree has little effect on the system thermal efficiency. When the operating condition of system is certain, the net output power of R600 is the maximum. When the system heat efficiency of R123 is the highest, and the total irreversible loss is the least. In the actual operation process, in order to obtain the larger net output power of system, the R600 should be chosen as the circular organic working fluids, with the export working fluid of evaporator being in the state of saturated steam, and the lower condensing temperature of working fluid should be used.

**Key words:** sintering; waste heat power generation; organic Rankine cycle; thermodynamic performance

收稿日期: 2018-02-13; 修回日期: 2018-04-12

基金项目(Foundation item): 国家自然科学基金资助项目(51274065); 中国博士后科学基金资助项目(2018M642538)(Project(51274065) supported by the National Natural Science Foundation of China; Project(2018M642538) supported by the China Postdoctoral Science Foundation)

通信作者: 裴刚, 教授, 博士生导师, 从事低温余热回收利用研究; E-mail: Peigang@ustc.edu.cn

烧结过程余热资源的高效回收利用是降低烧结工序能耗乃至炼铁工序能耗的主要途径之一<sup>[1]</sup>。在目前烧结生产过程中, 烧结矿的显热主要是通过环形冷却机进行回收, 其所携带的余热资源约占烧结过程余热总量的 70%<sup>[2]</sup>。由于设置了环冷机结构形式, 导致烧结冷却废气出口温度沿环冷机运行方向逐渐降低。在现行烧结矿余热回收利用中, 环冷机主要回收利用出口温度在 250 °C 以上的中高温烧结冷却废气余热, 而将出口温度在 200 °C 以下的低品位冷却废气直接排空, 这导致烧结矿余热量的 35% 被放散<sup>[3]</sup>。如何回收利用低品位烧结冷却废气的余热资源, 对提高烧结矿余热回收利用率以及降低烧结工序能耗都具有十分重要的意义。在工业领域低品位余热资源利用中, 有机朗肯循环技术由于具有结构简单、运行方便和发电效率高优点, 已成为利用低品位余热资源最有效的方法之一。针对低温余热有机朗肯循环技术的研究, 人们已进行许多工作, 主要集中在有机工质选择<sup>[4-8]</sup>、系统热力学分析<sup>[9-11]</sup>以及系统参数对循环过程的影响和优化<sup>[12-18]</sup>等方面。韩中合等<sup>[5]</sup>从热力学特性和经济性 2 个方面对 R600, R245fa, R123 和苯等 14 种有机工质进行了优选, 以单位功量和单位功量质量流量为评价标准, 发现烷类工质的热力学特性及经济性均优于 HFC 和 HCFC 类工质, 且环己烷具有较高的热效率和较低的单位功量等, 被认为是低温余热回收系统中较理想的循环工质。WANG 等<sup>[7]</sup>分析了 9 种纯的有机工质在特定工况下的热力性能, 发现 R11, R141b, R113 和 R123 的热力性能略优于其他有机工质, 而 R245fa 和 R245ca 是最有利于环保的有机工质。KASKA<sup>[10]</sup>运用实际工厂运行结果对有机朗肯循环过程的能量和焓进行分析, 发现蒸发压力对能量效率和焓效率都有很大影响, 并采用节点分析法研究了蒸发器内热交换过程对净输出功的影响。谢飞博等<sup>[12]</sup>通过实验研究了冷却水温度对有机朗肯循环系统性能的影响, 发现当热源温度不变时, 随着冷却水温度升高, 冷凝器和蒸发器的负荷减小, 系统的输出电功和热效率降低。在实验工况范围内, 冷却水温度每升高 1 °C, 系统输出电功降低 0.041 1 kW, 降低幅度达 1.74%。PANG 等<sup>[15]</sup>采用 R245fa 和 R123 以及这两者混合的有机介质, 通过实验研究了工质质量流量和膨胀机进口工质的过热度对系统净输出电量的影响。结果表明, 当热源温度为 110 °C 时, 纯 R245fa 工质能产生的最大

净电量为 1.56 kW, 电效率为 3.9%; 当热源温度为 120 °C, R245fa 与 R123 的质量比为 2:1 时, 混合工质能产生的最大净电量为 1.66 kW, 电效率为 4.4%。LI 等<sup>[16]</sup>通过实验研究了热源温度和工质泵速对有机朗肯循环系统性能的影响, 发现当工质泵速一定时, 系统热效率随热源温度的增大而增大; 当热源温度一定时, 通过优化工质泵速可以获得最大的系统热效率。然而, 低温热源流体的物性参数和温度会对循环有机工质的选择和系统性能产生很大影响, 这使得部分低温余热有机朗肯循环的研究结果具有一定的局限性。目前, 有关低温烧结冷却废气余热有机朗肯循环系统的研究主要集中在系统的可行性分析上<sup>[19-20]</sup>, 涉及系统参数对有机朗肯循环系统性能影响的相关报道较少。为此, 本文作者以烧结环冷机末端出口低温冷却废气为热源流体, 首先从工质热力物性、环保性、安全性以及系统经济性和热源流体温度范围这 5 个方面对循环有机工质进行筛选, 然后, 在基本有机朗肯循环系统模型的基础上, 研究循环工质蒸发温度、过热度 and 冷凝温度对系统性能的影响, 以便为后续有机朗肯循环系统参数优化提供依据。

## 1 循环有机工质选择

对于有机朗肯循环系统, 有机工质的合理选择对其循环效率、净输出功和不可逆损失等都有着十分重要的影响。理想的有机工质应具有良好的物理、化学和热力学传递方面的性质, 并且还具有良好的热稳定性、低可燃性、环境友好和价格便宜等特点<sup>[21-22]</sup>。为了高效利用低温热源流体的余热, 同时避免有机工质在膨胀机内膨胀过程中发生相变, 影响膨胀机的输出功率, 根据有机工质在温熵图上饱和气化线的斜率, 通常选用干流体(斜率  $dT/ds > 0$ )或等熵流体(斜率  $dT/ds \rightarrow \pm \infty$ )作为循环系统的有机工质<sup>[14]</sup>。在循环过程中, 有机工质的蒸发压力不应过高, 否则会增大设备承压的额外费用; 有机工质的冷凝压力也不应过低, 最好能维持正压, 以防止外界空气渗入而影响系统循环性能。此外, 臭氧层衰减指数(ODP)和温室效应指数(GWP)也是筛选循环有机工质的 2 个重要的环保评价指标。鉴于低温烧结冷却废气的温度范围<sup>[23]</sup>, 本文选用有机工质为 R123, R245fa 和 R600 这 3 种工质均为环保型有机工质, 其详细特征参数如表 1 所示<sup>[5]</sup>。

表 1 工质的特征参数

Table 1 Characteristic parameters of working fluids

有机工质	工质类型	摩尔质量/(g·mol <sup>-1</sup> )	沸点/°C	临界温度/°C	临界压力/MPa	臭氧层衰减指数	温室效应指数
R123	HCFC	152.930	27.820	183.680	3.662	0.02	93.00
R245fa	HFC	134.050	14.900	154.050	3.651	0	950.00
R600	HC	58.122	-0.490	152.000	3.796	0	20.00

## 2 系统热力过程分析

烧结冷却废气余热有机朗肯循环系统的结构和温熵图如图 1 所示。从烧结环冷机尾部排出的冷却废气经除尘后进入循环系统的蒸发器内, 将冷凝后的有机工质加热成饱和或过热蒸汽, 随后从蒸发器烟气出口直接排空; 被加热的有机工质直接进入膨胀机内膨胀做功, 推动发电机发电, 作完功的有机工质乏汽从膨胀机末端排出, 随后进入到冷凝器内, 与冷却水换热后被冷凝至低温饱和液体, 最后在工质泵的作用下重新

回到蒸发器内, 完成 1 个封闭的有机朗肯循环过程。

当系统循环过程处于稳定状态且系统与外界无散热时, 由图 1(b)可知: 过程 2—3 为绝热膨胀过程, 工质在膨胀机内膨胀做功; 过程 3—5 为定压放热过程, 工质在冷凝器内被冷凝成饱和液体; 过程 5—6 为绝热压缩过程, 工质泵对有机工质进行加压; 过程 6—2 为定压吸热过程, 工质在蒸发器内被加热成饱和或过热蒸汽, 此时, 蒸发器出口的有机工质若为饱和蒸汽, 则点 2 和点 1 重合。

在过程 2—3 中, 膨胀机的输出功率为

$$W_t = m_f (h_2 - h_{3s}) \eta_t \quad (1)$$

其中:

$$\eta_t = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_{3s}} \quad (2)$$

式中:  $W_t$  为膨胀机的输出功率, kW;  $m_f$  为有机工质的质量流量, kg/s;  $h_2$ ,  $h_3$  和  $h_{3s}$  分别为工质在状态点 2, 3 和 3s 处的比焓, J/g;  $\eta_t$  为膨胀机的等熵效率。

工质在膨胀过程中产生的不可逆损失为

$$I_t = m_f T_0 (s_3 - s_2) \quad (3)$$

式中:  $I_t$  为膨胀过程中产生的不可逆损失, kW;  $T_0$  为环境温度, K;  $s_2$  和  $s_3$  分别为工质在状态点 2 和 3 处的比熵, J/(g·K)。在过程 3—5 中, 有机工质在冷凝器内的放热量为

$$Q_c = m_f (h_3 - h_5) \quad (4)$$

式中:  $Q_c$  为有机工质的放热量, kW;  $h_5$  为工质在状态点 5 处饱和液体的比焓, J/g。工质在放热过程中产生的不可逆损失为

$$I_c = m_f T_0 \left( s_5 - s_3 - \frac{h_5 - h_3}{T_1} \right) \quad (5)$$

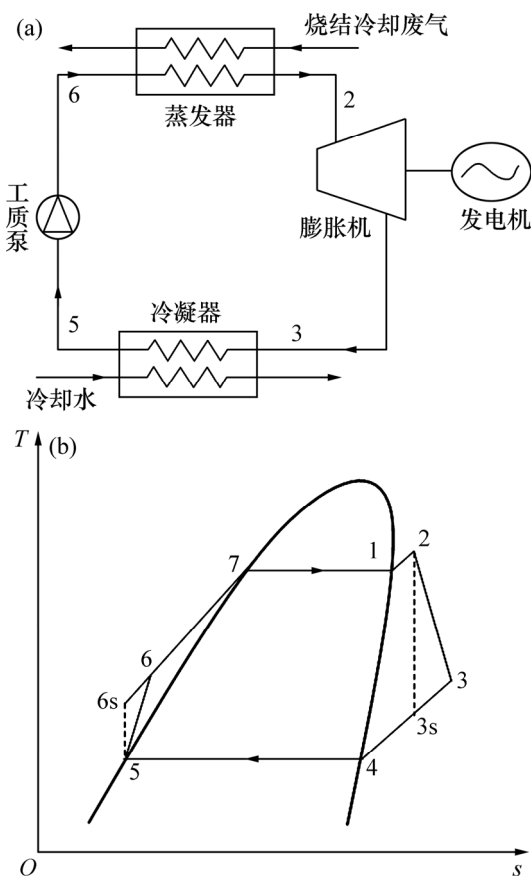
式中:  $I_c$  为放热过程中产生的不可逆损失, kW;  $s_5$  为工质在状态点 5 处的比熵, J/(g·K);  $T_1$  为冷却水进出口温度的平均值, K。在过程 5—6 中, 工质泵消耗功率为

$$W_p = m_f (h_{6s} - h_5) / \eta_p \quad (6)$$

其中:

$$\eta_p = \frac{h_{6s} - h_5}{h_6 - h_5} \quad (7)$$

$W_p$  为工质泵的消耗功率, kW;  $h_6$  和  $h_{6s}$  分别为工



(a) 系统结构图; (b) 系统温熵图

图 1 有机朗肯循环系统结构和温熵图

Fig. 1 Structure and temperature entropy diagrams of organic Rankine cycle system

质在状态点 6 和 6s 处的比焓, J/kg;  $\eta_p$  为工质泵的等熵效率。

工质在压缩过程中产生的不可逆损失为

$$I_p = m_f T_0 (s_6 - s_5) \quad (8)$$

式中:  $I_p$  为压缩过程中产生的不可逆损失, kW;  $s_6$  为工质在状态点 6 处的比熵, J/(g·K)。

在过程 6—2 中, 有机工质在蒸发器内的吸热量为

$$Q_e = m_f (h_2 - h_6) \quad (9)$$

式中:  $Q_e$  为有机工质的吸热量, kW。工质在吸热过程中产生的不可逆损失为

$$I_e = m_f T_0 \left( s_2 - s_6 - \frac{h_2 - h_6}{T_s} \right) \quad (10)$$

式中:  $I_e$  为吸热过程中产生的不可逆损失, kW;  $T_s$  为烧结冷却废气进出口温度的平均值, K。根据热力学第一定律, 系统的循环热效率为

$$\eta = \frac{W}{Q_e} = \frac{W_t - W_p}{Q_e} = \frac{(h_2 - h_3) - (h_6 - h_5)}{h_2 - h_6} \quad (11)$$

式中:  $\eta$  为系统的循环热效率;  $W$  为系统的净输出功率, kW。

系统总的不可逆损失为

$$I = I_t + I_c + I_p + I_e = m_f T_0 \left( \frac{h_6 - h_2}{T_s} - \frac{h_5 - h_3}{T_1} \right) \quad (12)$$

式中:  $I$  为循环系统总的不可逆损失, kW。

### 3 结果分析与讨论

本文有机朗肯循环系统的热源流体为烧结环冷机末端出口温度在 200 °C 以下的冷却废气<sup>[23]</sup>, 通过热力学计算软件和 NIST 的 Refprop 对系统热力过程进行编程计算, 研究循环工质蒸发温度、过热度 and 冷凝温度对系统性能的影响。有机朗肯循环系统的初始计算参数如表 2 所示。

表 2 初始计算参数设定值

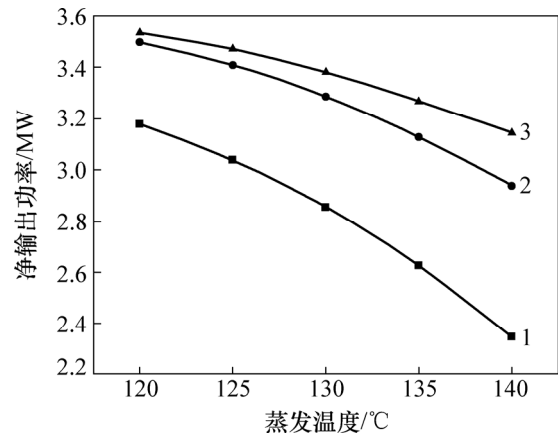
Table 2 Setting value of initial calculation parameters

参数	数值
烧结冷却废气流量/(kg·s <sup>-1</sup> )	273
烧结冷却废气进口温度/°C	170
冷却水进口温度/°C	20
工质泵等熵效率	0.80
膨胀机等熵效率	0.85
蒸发器节点温差/°C	6
冷凝器节点温差/°C	5
环境温度/°C	20

#### 3.1 蒸发温度对系统性能的影响

在冷凝温度为 35 °C、蒸发器出口工质为饱和蒸汽条件下, 系统净输出功率、系统热效率和总的不可逆损失随工质蒸发温度的变化规律如图 2~4 所示。

图 2 所示为系统净输出功率随工质蒸发温度的变化规律。从图 2 可知: 对于不同的循环有机工质, 系统净输出功率随蒸发温度的增大而逐渐减小。这是因为当工质冷凝温度一定时, 随着工质蒸发温度增大, 单位工质的净输出功率逐渐增大。但由于蒸发器进口热源流体的温度和流量是一定的, 根据热力学第一定律, 蒸发器出口工质温度增大必然会导致循环有机工质流量减少, 此时, 工质流量减少幅度大于单位工质净输出功率增大幅度, 这也就导致了系统净输出功率减小。



工况: 1—R123; 2—R245fa; 3—R600。

图 2 蒸发温度对系统净输出功率的影响

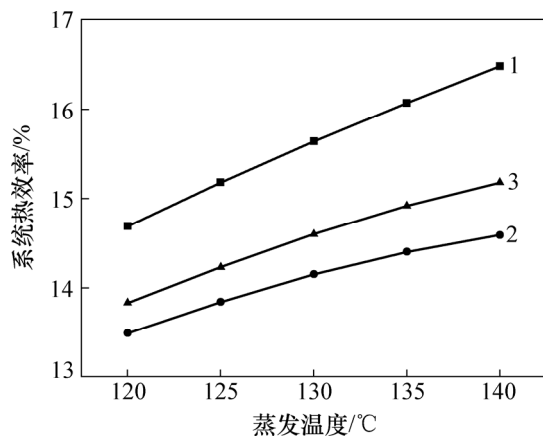
Fig. 2 Effect of evaporation temperature on system net output power

从图 2 还可以看出: 当蒸发温度一定时, 循环工质 R600 的净输出功率最大, 工质 R123 的最小, 并且随着工质蒸发温度增大, 工质 R600 的净输出功率减小幅度最小, 工质 R123 的净输出功率减小幅度最大; 当蒸发温度为 130 °C 时, 工质 R600 的净输出功率为 3.381 MW, 工质 R123 的为 2.855 MW; 循环工质蒸发温度每增大 5 °C, 工质 R600 的净输出功率平均减小 98 kW, 而工质 R123 的净输出功率平均减小 207.75 kW。这表明: 当系统工质的蒸发温度在一定范围内时, 采用工质 R600 净输出的有用功最多。

图 3 所示为系统热效率随工质蒸发温度的变化规律。从图 3 可知: 对于不同的循环有机工质, 系统热效率随工质蒸发温度的增大而逐渐增大。以工质 R245fa 为例, 当蒸发温度为 120 °C 时, 系统热效率为

13.49%；当蒸发温度为 140 °C 时，系统热效率为 14.59%。这是因为随工质蒸发温度增大，单位工质的系统净输出功率和吸热量也随之增大，而系统净输出功率的增大幅度要大于工质吸热量的增大幅度，故系统热效率也随之增大；另外，由于循环工质热物性参数不同，在某一蒸发温度下，不同循环有机工质对应的系统热效率也有所不同，工质 R123 的系统热效率最高，工质 R245fa 的系统热效率最低。当工质蒸发温度为 130 °C 时，工质 R123 的系统热效率为 15.64%，而工质 R245fa 的系统热效率为 14.15%。

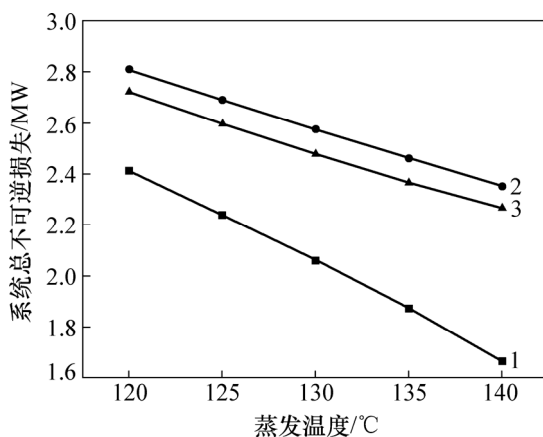
图 4 所示为系统总不可逆损失随工质蒸发温度的变化规律。从图 4 可看出：随着蒸发温度增大，不同循环工质系统总不可逆损失均逐渐减小。这是因为蒸



工况：1—R123；2—R245fa；3—R600。

图 3 蒸发温度对系统热效率的影响

Fig. 3 Effect of evaporation temperature on system thermal efficiency



工况：1—R123；2—R245fa；3—R600。

图 4 蒸发温度对系统总不可逆损失的影响

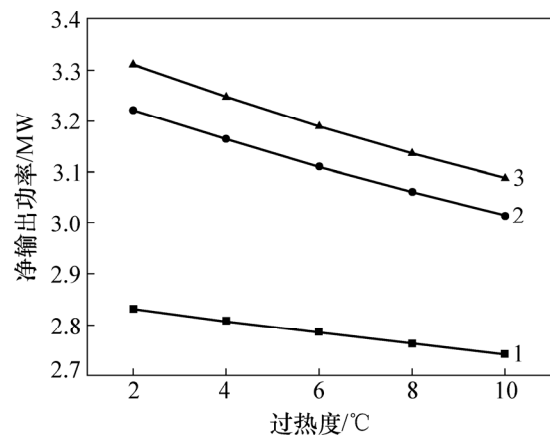
Fig. 4 Effect of evaporation temperature on system total irreversible loss

发温度的增大将导致循环工质流量减小，同时，工质蒸发温度增大也会使蒸发器内热源流体与有机工质的换热温差减小，蒸发器的不可逆损失也会减小，故系统总的不可逆损失逐渐减小。此外，在同一蒸发温度下，工质 R245fa 的系统总不可逆损失最大，工质 R123 的总不可逆损失最小。工质蒸发温度为 130 °C，工质 R245fa 的系统总不可逆损失为 2.575 MW，而工质 R123 的总不可逆损失为 2.060 MW。

### 3.2 过热度对系统性能的影响

在工质冷凝温度为 35 °C 和蒸发温度为 130 °C 条件下，系统净输出功率、系统热效率和总的不可逆损失随蒸发器出口工质过热度的变化规律如图 5~7 所示。

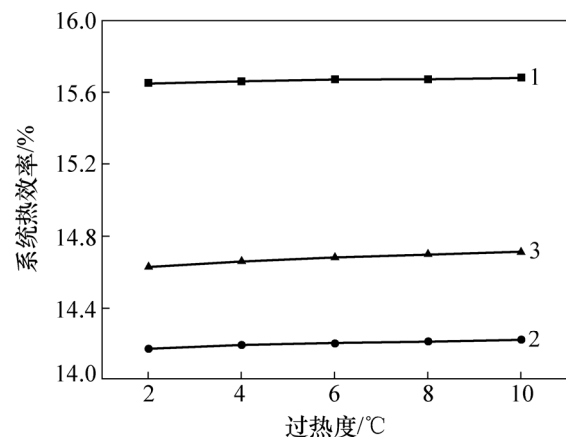
图 5 所示为系统净输出功率随工质过热度的变化



工况：1—R123；2—R245fa；3—R600。

图 5 过热度对系统净输出功率的影响

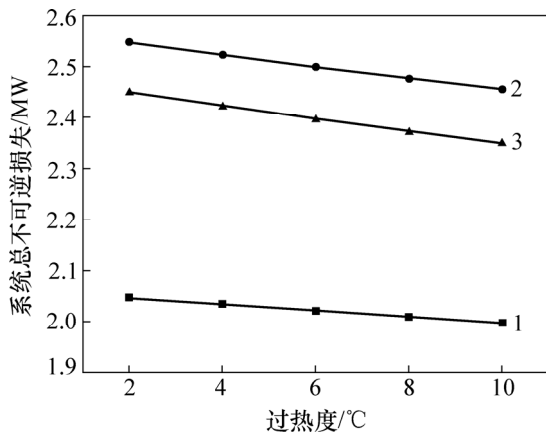
Fig. 5 Effect of superheat degree on system net output power



工况：1—R123；2—R245fa；3—R600。

图 6 过热度对系统热效率的影响

Fig. 6 Effect of superheat degree on system thermal efficiency



工况: 1—R123; 2—R245fa; 3—R600。

图7 过热度对系统总不可逆损失的影响

Fig. 7 Effect of superheat degree on system total irreversible loss

规律。从图5可知:对于不同的循环有机工质,系统净输出功率随工质过热度增大而逐渐减小。这是因为当工质冷凝温度和蒸发温度一定时,单位工质的净输出功率随工质过热度增大而逐渐增大。由于蒸发器出口工质温度增大会导致循环有机工质流量减少,而工质流量减少幅度大于单位工质净输出功率增大幅度,故系统净输出功率也会逐渐减小。

从图5还可以看出:在同一工质过热度下,循环工质R600的净输出功率最大,工质R123的净输出功率最小,并且随着工质过热度增大,工质R123的净输出功率减小幅度最小,工质R600和R245fa的净输出功率减小幅度基本相同;当工质过热度为6℃时,工质R600的净输出功率为3.190 MW,工质R123的净输出功率为2.786 MW;循环工质过热度每增大2℃,工质R123的净输出功率平均减小22.25 kW,工质R600和R245fa的平均减小55.75 kW。

图6所示为系统热效率随工质过热度的变化规律。从图6可知:随着工质过热度增大,不同循环工质的系统热效率均逐渐增大,并且增大幅度越来越小。这是因为单位工质的系统净输出功率随工质过热度增大而逐渐增大,同时,单位工质从热源流体吸收的热量也逐渐增大。由于工质吸收的热量不能使膨胀机做功,故系统热效率的增大幅度越来越小。此外,不同的循环有机介质其所对应的系统热效率也有所不同,工质R123的系统热效率最高,工质R245fa的系统热效率最低。当工质过热度为6℃时,工质R123的系统热效率为15.67%,而工质R245fa的系统热效率为14.2%,分别比工质为饱和蒸汽时的系统热效率高

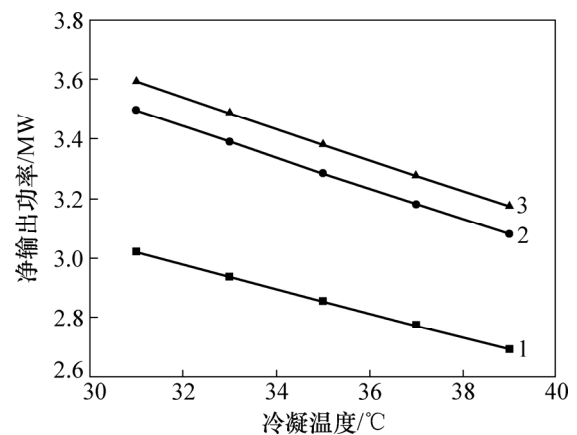
0.03%和0.05%。这表明在实际操作过程中,应尽量选择蒸发器出口工质为饱和蒸汽的工况条件。因为工质过热度增大不仅会导致蒸发器结构复杂,也会导致系统净输出功率减少。

图7所示为系统总不可逆损失随工质过热度的变化规律。从图7可看出:随着工质过热度增大,不同循环工质系统总不可逆损失均逐渐减小,其中,工质R123的系统总不可逆损失减小幅度最小,而工质R245fa和R600的减小幅度基本相同。这是因为:工质过热度增大导致循环工质流量减小;同时,工质过热度增大也会使蒸发器内热源流体与有机工质的换热温差减小,蒸发器的不可逆损失也会减小。以上2个原因都会导致系统总不可逆损失随工质过热度增大而减小。循环工质过热度每增大2℃,工质R123的系统总不可逆损失平均减小12.25 kW,工质R245fa和R600的系统总不可逆损失平均减小24 kW。

### 3.3 冷凝温度对系统性能的影响

在工质蒸发温度为130℃,蒸发器出口工质为饱和蒸汽条件下,系统净输出功率、系统热效率和总不可逆损失随工质冷凝温度的变化规律如图8~10所示。

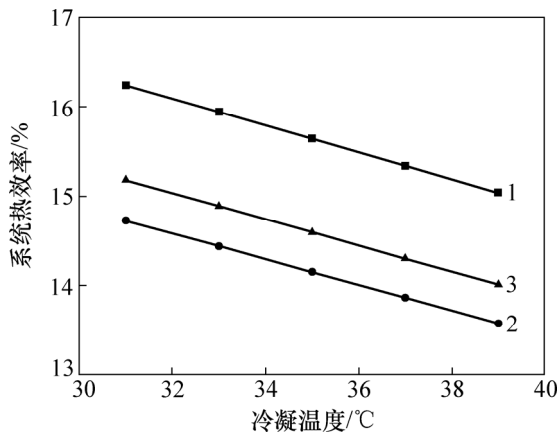
图8所示为系统净输出功率随工质冷凝温度的变化规律。从图8可知:对于不同的循环有机工质,系统净输出功率随工质冷凝温度增大而逐渐减小,其中,工质R123的净输出功率减小幅度最小,工质R600和R245fa的净输出功率减小幅度基本相同。这是因为:工质冷凝温度增大会导致膨胀机出口气态工质压力增大,单位工质在膨胀机内所作的功会减小,从而引起单位工质的净输出功率减小;另外,当工质蒸发温度和蒸发器出口工质的状态一定时,循环工质的质量流



工况: 1—R123; 2—R245fa; 3—R600。

图8 冷凝温度对系统净输出功率的影响

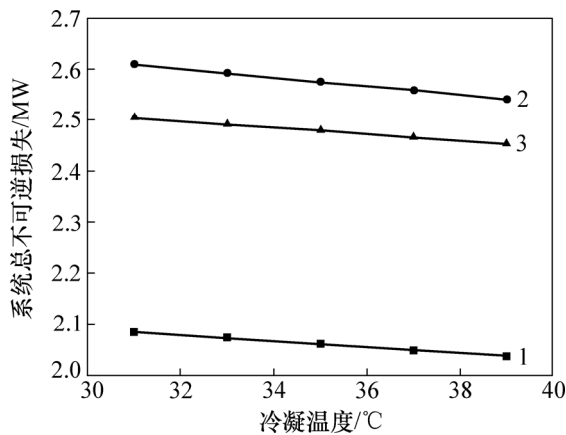
Fig. 8 Effect of condensation temperature on system net output power



工况: 1—R123; 2—R245fa; 3—R600。

图 9 冷凝温度对系统热效率的影响

Fig. 9 Effect of condensation temperature on system thermal efficiency



工况: 1—R123; 2—R245fa; 3—R600。

图 10 冷凝温度对系统总不可逆损失的影响

Fig. 10 Effect of condensation temperature on system total irreversible loss

量也是 1 个固定值,故系统净输出功率也会逐渐减小。循环工质冷凝温度每增大 2 °C,工质 R123 的净输出功率平均减小 82 kW,而工质 R600 和 R245fa 的净输出功率平均减小 104.25 kW。

图 9 所示为系统热效率随工质冷凝温度的变化规律。从图 9 可知:随着工质冷凝温度增大,不同循环工质的系统热效率均逐渐减小,且 3 种循环工质系统热效率的减小幅度基本相同。这是因为:工质冷凝温度增大导致单位工质系统净输出功率减小,虽然单位工质从热源流体吸收的热量也减小,但系统净输出功率的减小幅度要大于工质吸热量的减小幅度,故系统热效率也会随之减小。循环工质冷凝温度每增大 2 °C,

工质 R123, R245fa 和 R6003 的系统热效率分别减小 0.300 0%, 0.290 0%和 0.292 5%。

图 10 所示为系统总不可逆损失随工质冷凝温度的变化规律。从图 10 可以看出:对于不同的循环有机工质,系统总不可逆损失随工质冷凝温度增大而逐渐减小。这是因为:由于膨胀机的等熵效率是一定的,工质冷凝温度增大使膨胀机出口单位工质焓的增大幅度要小于冷凝器出口工质焓的增大幅度,冷凝器进出口单位工质焓的变化量( $h_3-h_5$ )会随之减小;此外,工质冷凝温度增大还会导致冷凝器中换热温差增大,冷却水进出口的平均温度  $T_1$  也会增大。由式(12)可知,系统总不可逆损失会随工质冷凝温度增大而逐渐减小。从图 10 还可以看出:随着工质冷凝温度增大,工质 R245fa 的系统总不可逆损失减小幅度最大,工质 R123 的总不可逆损失减小幅度最小。循环工质冷凝温度每增大 2 °C,工质 R245fa 的系统总不可逆损失平均减小 17.25 kW,而工质 R123 的总不可逆损失平均减小 11.5 kW。

## 4 结论

1) 当蒸发器出口工质为饱和蒸汽时,随着工质蒸发温度升高,系统净输出功率和总不可逆损失逐渐减小,而系统热效率逐渐增大。当工质蒸发温度一定时,工质 R600 的净输出功率最大,而工质 R123 的系统热效率最大,且总不可逆损失最小。在实际操作过程中,为了获得较大的系统净输出功率,应选择 R600 作为系统循环有机工质,并合理设置工质蒸发温度范围。

2) 随着工质过热度增大,系统净输出功率和总的不可逆损失逐渐减小,而系统热效率的增大幅度逐渐变小,基本保持不变。在实际操作过程中,为了避免蒸发器结构的复杂性和获得较大的系统净输出功率,应尽量选择蒸发器出口工质为饱和蒸汽的工况条件。

3) 当蒸发器出口工质为饱和蒸汽时,随着工质冷凝温度升高,系统净输出功率、系统热效率和总不可逆损失均逐渐减小。其中,工质 R123 的净输出功率减小幅度最小,而工质 R245fa 的系统总不可逆损失减小幅度最大。在实际操作过程中,为了获得较大的系统净输出功率和热效率,在满足冷凝条件前提下,应尽量选择较低的工质冷凝温度。

## 参考文献:

- [1] 蔡九菊,王建军,陈春霞,等. 钢铁工业余热资源的回收与利

- 用[J]. 钢铁, 2007, 42(6): 1-7.
- CAI Jiuju, WANG Jianjun, CHEN Chunxia, et al. Waste heat recovery and utilization in iron and steel industry[J]. Iron and Steel, 2007, 42(6): 1-7.
- [2] 董辉, 林贺勇, 张浩浩, 等. 烧结热工测试与分析[J]. 钢铁, 2011, 46(11): 93-98.
- DONG Hui, LIN Heyong, ZHANG Haohao, et al. Thermal test and analysis of sintering cooling system[J]. Iron and Steel, 2011, 46(11): 93-98.
- [3] 董辉, 赵勇, 蔡九菊, 等. 烧结-冷却系统漏风问题研究[J]. 钢铁, 2012, 47(1): 95-99.
- DONG Hui, ZHAO Yong, CAI Jiuju, et al. On the air leakage problem in sintering cooling system[J]. Iron and Steel, 2012, 47(1): 95-99.
- [4] 王志奇, 周乃君, 罗亮, 等. 几种低沸点工质余热发电系统的热力性能比较[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2010, 41(6): 2424-2429.
- WANG Zhiqi, ZHOU Naijun, LUO Liang, et al. Comparison of thermodynamic performance for waste heat power generation system with different low temperature working fluids[J]. Journal of Central South University(Science and Technology), 2010, 41(6): 2424-2429.
- [5] 韩中合, 杜燕, 王智. 有机朗肯循环低温余热回收系统的工质选择[J]. 化工进展, 2014, 33(9): 2279-2285.
- HAN Zhonghe, DU Yan, WANG Zhi. Medium selection of organic Rankine cycle (ORC) in low temperature waste heat[J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2014, 33(9): 2279-2285.
- [6] LI D X, ZHANG S S, WANG G H. Selection of organic Rankine cycle working fluids in the low-temperature waste heat utilization[J]. Journal of Hydrodynamics, 2015, 27(3): 458-464.
- [7] WANG E H, ZHANG H G, FAN B Y, et al. Study of working fluid selection of organic Rankine cycle(ORC) for engine waste heat recovery[J]. Energy, 2011, 36(5): 3406-3418.
- [8] CHEN H, GOSWAMI D Y, STEFANAKOS E K. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2010, 14(9): 3059-3067.
- [9] LONG R, BAO Y J, HUANG X M, et al. Exergy analysis and working fluid selection of organic Rankine cycle for low grade waste heat recovery[J]. Energy, 2014, 73(7): 475-483.
- [10] KASKA Ö. Energy and exergy analysis of an organic Rankine cycle for power generation from waste heat recovery in steel industry[J]. Energy Conversion and Management, 2014, 77(1): 108-117.
- [11] JAVANSHIR A, SARUNAC N, RAZZAGHPANAH Z. Thermodynamic analysis of a regenerative organic Rankine cycle using dry fluids[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 123(8): 852-864.
- [12] 谢飞博, 朱彤, 高乃平. 冷源温度对小型 ORC 低温余热发电系统的影响[J]. 化工学报, 2016, 67(10): 4111-4117.
- XIE Feibo, ZHU Tong, GAO Naiping. Effect of cold source temperature on power generation of small organic Rankine cycle system with low-grade waste heat[J]. CIESC Journal, 2016, 67(10): 4111-4117.
- [13] 樊明强, 周天, 孙志强, 等. 基于总效率最优的中低温余热有机朗肯循环性能[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2016, 47(3): 1030-1038.
- FAN Mingqiang, ZHOU Tian, SUN Zhiqiang, et al. Performance of a low-medium temperature organic Rankine cycle (ORC) based on optimal overall energy conversion efficiency[J]. Journal of Central South University(Science and Technology), 2016, 47(3): 1030-1038.
- [14] LIU B T, CHIEN K H, WANG C C. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery[J]. Energy, 2004, 29(8): 1207-1217.
- [15] PANG K C, CHEN S C, HUNG T C, et al. Experimental study on organic Rankine cycle utilizing R245fa, R123 and their mixtures to investigate the maximum power generation from low-grade heat[J]. Energy, 2017, 133(8): 636-651.
- [16] LI L, GE Y T, LUO X, et al. Experimental investigations into power generation with low grade waste heat and R245fa organic Rankine cycles (ORCs)[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 115(3): 815-824.
- [17] ROY J P, MISHRA M K, MISRA A. Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using Organic Rankine Cycle[J]. Energy, 2010, 35(12): 5049-5062.
- [18] ROY J P, MISRA A. Parametric optimization and performance analysis of a regenerative organic Rankine cycle using R-123 for waste heat recovery[J]. Energy, 2012, 39(7): 227-235.
- [19] 邵颖聪, 董辉, 孙用军, 等. 有机朗肯循环回收低温烧结余热发电的可行性分析[J]. 烧结球团, 2014, 39(4): 50-54.
- SHAO Yingcong, DONG Hui, SUN Yongjun, et al. Feasibility analysis on recovering low temperature sintering waste heat for power generation by using organic Rankine cycle[J]. Sintering and Pelletizing, 2014, 39(4): 50-54.
- [20] 陈志良, 曹先常. 烧结低温冷却废气余热多级利用技术探讨[J]. 冶金能源, 2017, 36(1): 41-44.
- CHEN Zhiliang, CAO Xianchang. Study on low temperature waste heat utilization technology for sinter cooling gas[J]. Energy for Metallurgical Industry, 2017, 36(1): 41-44.
- [21] BADR O, PROBERT S D, O'CALLAGHAN P W. Selecting a working fluid for a Rankine cycle engine[J]. Applied Energy, 1985, 21(1): 1-42.
- [22] MAIZZA V, MAIZZA A. Working fluids in non-steady flows for waste energy recovery systems[J]. Applied Thermal Engineering, 1996, 16(7): 579-590.
- [23] 冯军胜, 董辉, 王爱华, 等. 烧结余热罐式回收系统及其关键问题[J]. 钢铁研究学报, 2015, 27(6): 7-11.
- FENG Junsheng, DONG Hui, WANG Aihua, et al. Recovery system and key issues of vertical tank for recovering sinter waste heat[J]. Journal of Iron and Steel Research, 2015, 27(6): 7-11.

(编辑 陈灿华)