

低温过热有机朗肯循环工质筛选及参数优化

李 鹏, 韩中合, 梅中恺, 韩 旭, 王 智

(华北电力大学电站设备状态监测与控制教育部重点实验室, 保定 071003)

摘 要: 以低温烟气余热驱动的内回热有机朗肯(organic Rankine cycles, ORC)系统为例,分析系统净输出功、透平膨胀比、热效率、热回收率、烟损失、烟效率以及比净功等热力性能评价指标随蒸发温度和过热度变化规律,确定系统最佳工质及最优蒸发温度和过热度。提出用预热系数、潜热系数、过热系数与内回热系数解释系统热效率随工质临界温度变化的原因。研究结果表明:随蒸发温度升高,系统净输出功先增大后减小,热回收率和总烟损减小,透平膨胀比、热效率和烟效率增大。适当过热对于 ORC 系统十分重要,不仅能降低透平膨胀比,提高系统运行稳定性,还可减小系统总烟损,提高系统烟效率,增大工质比净功。经对比发现,丁烷为适合该文所选热源的最佳工质,在蒸发温度为 100 ℃、过热度为 5 ℃工况下能取得最佳热力性能。

关键词: 有机朗肯循环; 临界温度; 膨胀比; 稳定性; 热力性能

中图分类号: TK123

文献标识码: A

0 引 言

有机朗肯循环(organic Rankine cycles, ORC)系统以其结构简单,投资费用低和环境友好等特点在低温余热发电领域得到广泛应用^[1-3]。ORC 技术采用蒸发温度较低的有机物作为工质,能有效回收如烟气余热、地热和太阳能集热等多种低品位热能。

在 ORC 回收低温余热发电的过程中,由于余热资源品位的限制,导致循环系统热电转换效率较低。为解决这一问题,国内外学者就工质筛选、参数优化和循环系统优化等问题开展了广泛研究。Roy 等^[1]对固定热源温度和可变热源温度的 ORC 系统进行研究,通过分析系统热效率、净输出功等参数随透平进口压力及温度的变化规律确定系统的最优运行参数。陈奇成等^[3,4]提出耦合热源 ORC 热力学反问题及其求解方法,在给定热源条件下确定系统最优工质及运行参数。高 炜等^[5]将工质吸热过程分为预热段、潜热段与过热段对 ORC 系统进行研究,得出热效率与各段吸热量之间的关系,筛选出系统最佳工质并确定系统初步设计参数。Aljundi^[6]和 Liu 等^[7]研究了工质物性对 ORC 系

统性能的影响,得出在相同热源条件下临界温度较高的工质能获得较高循环效率。此外,部分文献对采用非共沸混合工质的 ORC 系统进行研究^[8,9]。

ORC 系统优化可分为系统结构优化与循环形式优化。结构优化包括在基本 ORC 系统上增加内回热和抽汽回热 2 种方式。Li 等^[10]和韩中合等^[11]对比分析了基本 ORC 系统与内回热 ORC 系统的热力性能,得出在基本 ORC 系统上增加内回热器能有效回收透平排汽余热,提高蒸发温度,同时减小冷凝器负荷,对系统热力性能的提升有重要作用。Mago 等^[12]和刘 强等^[13]研究发现在基本 ORC 系统上增加抽汽回热后,系统不可逆损失大幅度下降,热效率和烟效率有明显提高。但抽汽回热减小了做功蒸汽量,使系统的净输出功减少,且系统复杂度增加,对透平内部的膨胀过程产生扰动,对小型 ORC 系统并不适用。ORC 循环形式优化主要采用跨临界循环替代亚临界循环,提高工质吸热过程中冷热流体温度的匹配性^[14,15]。

目前对于 ORC 工质筛选及参数优化的研究中,鲜有学者考虑膨胀比这一对透平设计有重要影响的参数,所得循环参数虽然使得系统热力性能最

收稿日期: 2017-07-14

基金项目: 国家自然科学基金(51306059); 国家科技支撑计划(2014BAA06B01); 中央高校基本科研业务费专项资金(2017XS120)

通信作者: 韩中合(1964—), 男, 博士、教授、博士生导师。主要从事电厂热力设备状态监测与故障诊断、两相流计算与测量和新能源发电等方面的研究。han_zhonghe@126.com

优,但这些参数在透平实际制造过程中并不一定可取。已有工质物性的研究多集中于系统热力规律,并未对产生变化规律的原因进行深层分析。本文以低温烟气余热为热源,构建带有内回热的 ORC 系统,选用 6 种有机工质,建立系统热力学模型,分析系统净输出功、透平膨胀比、热效率、热回收率、烟损失、烟效率以及比净功等热力性能评价指标随蒸发温度和过热度的变化规律,确定系统最佳工质及最优蒸发温度和过热度。提出预热系数、潜热系数、过热系数与内回热系数对系统热效率变化规律进行深层分析。为 ORC 系统工质筛选与优化设计提供参考依据。

1 ORC 系统热力学分析

1.1 系统结构及工作原理

图 1 和图 2 分别为有机朗肯循环系统图和相应的 T - s 图。ORC 系统的工作过程如图 2 中的 1—2—3—4—5—6—1 过程,其中 6—1 为工质在蒸发器内定压吸热过程,1—2s 为工质在透平中理想等

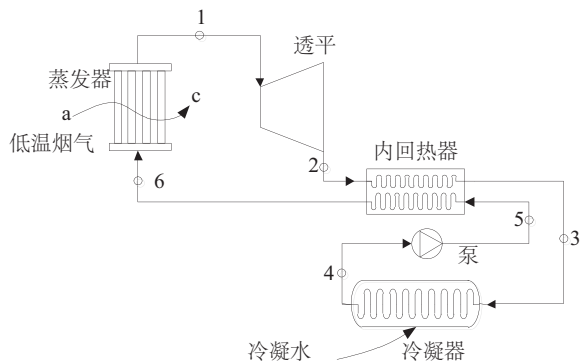


图1 系统结构示意图

Fig. 1 Schematic of the system structure

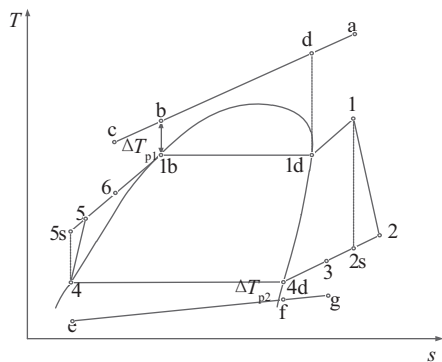


图2 ORC 循环 T - s 图

Fig. 2 T - s diagram of ORC

熵膨胀过程,而透平中实际膨胀做功过程 1—2 为熵增过程,2—3、5—6 为利用透平排汽预热高压液态工质的过程,3—4 为冷凝器中定压放热过程,4—5s 为工质泵内理想等熵压缩过程,而实际的工质泵压缩过程 4—5 为熵增过程。

1.2 热力学模型

为充分了解该 ORC 系统的热力学特性,基于工程热力学理论,对 ORC 系统的各主要部件进行分析,建立热力学模型并提出合理假设,简化系统进仿真计算:1)忽略时间、地点对系统的影响,假定系统处于稳定流动状态;2)忽略各换热器及管路摩擦造成的压损;3)工质在冷凝器出口为饱和液态。

①蒸发器(6—1)

根据能量守恒原理,工质在蒸发器内的吸热量等于烟气放热量:

$$Q_b = m_f(h_1 - h_6) = m_g c_p(T_a - T_b) \quad (1)$$

式中, m_g ——烟气质量流量, kg/s ; c_p ——烟气平均比热, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

蒸发器内烟损:

$$I_{6-1} = m_f T_0 [(s_1 - s_6) - \frac{h_1 - h_6}{T_H}] \quad (2)$$

式中, T_H ——热源进出口的算术平均温度, K 。

$$T_H = (T_a + T_c)/2 \quad (3)$$

②透平(1—2)

1—2s 为理想膨胀过程,由于透平能量转换效率的限制,透平实际出口状态点为 2。本文假定透平等熵效率 η_T 为 0.85,则透平的有效输出功为:

$$W_T = m_f(h_1 - h_2) = m_f(h_1 - h_{2s})\eta_T \quad (4)$$

膨胀过程产生的烟损为:

$$I_{1-2} = m_f T_0 (s_2 - s_1) \quad (5)$$

③内回热器(2—3/5—6)

内回热器内为汽液两相定压换热,由于泵功作用,液态工质进口温度(图 2 中 5 点)略高于饱和温度(图 2 中 4 点),因此换热过程汽侧工质不会发生相变。根据能量守恒原理,内回热器内能量方程为:

$$Q_{IHE} = m_f(h_2 - h_3) = m_f(h_5 - h_6) \quad (6)$$

内回热器中产生的烟损为:

$$I_{2-3} = m_f T_0 [(s_6 - s_5) + (s_3 - s_2)] \quad (7)$$

④冷凝器(3—4):

工质在冷凝器的冷却作用下变为饱和液态

(图 2 中 4 点), 冷凝器中放热量为:

$$Q_c = m_f(h_3 - h_4) \quad (8)$$

冷凝器中熵损为:

$$I_{3-4} = m_f T_0 \left[(s_4 - s_3) + \frac{h_3 - h_4}{T_L} \right] \quad (9)$$

冷源温度 T_L 取循环水进出口算术平均温度, K, 即:

$$T_L = (T_g + T_e)/2 \quad (10)$$

⑤工质泵(4—5)

工质泵耗功为:

$$W_p = m_f(h_5 - h_4) = m_f(h_{5s} - h_4)/\eta_p \quad (11)$$

式中, η_p ——工质泵等熵效率, 取 0.85。

工质泵中产生的熵损为:

$$I_{4-5} = m_f T_0 (s_5 - s_4) \quad (12)$$

ORC 系统的总熵损为:

$$\begin{aligned} I &= I_{6-1} + I_{1-2} + I_{2-3} + I_{3-4} + I_{4-5} \\ &= m_f T_0 \left(-\frac{h_1 - h_6}{T_H} + \frac{h_3 - h_4}{T_L} \right) \end{aligned} \quad (13)$$

ORC 系统净输出功为:

$$W_{\text{net}} = W_T - W_p \quad (14)$$

为了对各工质的做功能力进行客观的评价, 采用式(15)所示的比净功 P_{net} (单位质量流量工质做功) 对不同工质的做功能力进行比较:

$$P_{\text{net}} = \frac{W_{\text{net}}}{m_f} \quad (15)$$

ORC 系统热效率:

$$\eta_{\text{the}} = \frac{W_{\text{net}}}{Q_b} \quad (16)$$

工质泵耗功相对于透平输出功小得多, 在对热效率差进行理论分析的过程中可忽略。根据热力学第一定律, 式(16)可变为:

$$\eta_{\text{the}} \approx \frac{Q_b - Q_c}{Q_b} = 1 - \frac{Q_c}{Q_b} \quad (17)$$

$$Q_b = Q_1 + \gamma_H + Q_g - Q_{\text{IHE}} \quad (18)$$

式中, Q_1 、 γ_H 、 Q_g ——工质从泵出口状态 5 至透平进口状态 1 过程中的预热量、潜热量和过热量。

$$Q_1 = m_f(h_{1b} - h_5) \approx m_f c_{pl}(T_{1b} - T_5) \quad (19)$$

$$Q_g = m_f(h_1 - h_{1d}) \approx m_f c_{pg}(T_1 - T_{1d}) \quad (20)$$

式中, c_{pl} 、 c_{pg} ——工质处于液态与过热气态时的定压比热, kJ/(kg·K)。

式(17)可变为:

$$\eta_{\text{the}} \approx 1 - \frac{Q_c}{Q_1 + \gamma_H + Q_g - Q_{\text{IHE}}} \quad (21)$$

由于内回热器的存在, 使得工质在冷凝器入口过热度较小, 在冷凝器中的放热量可近似为其在冷凝温度下的潜热值。在给定冷凝温度下对于同一工质而言其 Q_c 近似为定值, 对式(21)进行变形得:

$$\eta_{\text{the}} \approx 1 - \frac{1}{\delta_1 + \delta_H + \delta_g - \delta_{\text{IHE}}} \quad (22)$$

式中, δ_1 、 δ_H 、 δ_g 、 δ_{IHE} ——ORC 系统中工质的预热系数、潜热系数、过热系数和内回热吸热系数。

ORC 系统热回收率:

热回收率为系统回收能量与系统可回收最大能量的比值:

$$\varphi = \frac{Q_b}{Q_{\text{max}}} = \frac{T_a - T_c}{T_a - T_5} \quad (23)$$

将式(16)与式(23)结合得:

$$W_{\text{net}} = Q_b \cdot \eta_{\text{the}} = Q_{\text{max}} \cdot \varphi \cdot \eta_{\text{the}} \quad (24)$$

ORC 系统熵效率:

$$\eta_{\text{exe}} = 1 - \frac{I}{E_{\text{sys}}} \quad (25)$$

E_{sys} 为进入系统的总焓:

$$E_{\text{sys}} = m_g c_p \left[(T_a - T_c) - T_0 \ln \frac{T_a}{T_c} \right] \quad (26)$$

透平膨胀比对透平结构与尺寸有重要影响, 在工质筛选与参数优化的过程中, 应充分考虑透平膨胀比的限制作用。

$$\pi = \frac{v_{\text{out}}}{v_{\text{in}}} \quad (27)$$

式中, v_{in} 、 v_{out} ——透平进出口工质比容, m³/kg。

2 计算参数设定及工质筛选准则

本文采用低温烟气作为 ORC 系统驱动热源, 热源参数如表 1 所示, 其中烟气入口温度与烟气流量给定, 其余运行参数设定见表 1。

表 1 循环计算条件

Table 1 Calculation parameters of the system

系统参数	数值
烟气入口温度 $t_{\text{in}}/^\circ\text{C}$	160
烟气流量 $m_g/\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	10
蒸发器窄点温差 $\Delta T_{\text{pl}}/^\circ\text{C}$	5
冷凝温度 $T_4/^\circ\text{C}$	30
冷却水进口温度 $t_{\text{in}}/^\circ\text{C}$	20
冷凝器窄点温差 $\Delta T_{\text{p2}}/^\circ\text{C}$	5

在进行有机工质筛选的过程中,需综合考虑工质的热力学特性、环保性、稳定性、安全性及热源匹配性等多方面因素。有机工质泄露会引起臭氧层破坏、温室效应等环境问题,因此在工质选择过程中应选择臭氧耗损潜值(ODP)为0与全球变暖潜值(GWP)尽量低的工质。为了满足蒸发器设计要求,获取较高的热力学性能,所选工质的临界温度与热源温度相差不宜过大。

基于以上多种因素,本文选取化学性质稳定、无毒、ODP 为0、GWP 较低与临界温度适中的6种有机工质。表2为所选工质物性参数。

表2 工质物性参数

Table 2 Properties of the organic working fluids

工质	摩尔质量/ $\text{g} \cdot \text{mol}^{-1}$	标态沸 点/ $^{\circ}\text{C}$	临界温 度/ $^{\circ}\text{C}$	临界压 力/ MPa
异己烷	86.175	60.21	224.55	3.040
R365mfc	148.075	40.15	186.85	3.266
R245ca	134.049	25.13	174.42	3.925
R245fa	134.048	15.14	154.01	3.651
丁烷	58.122	-0.49	151.98	3.923
R236ea	152.039	6.19	139.29	3.502

3 结果分析与讨论

为了评估蒸发温度及过热度对系统性能的影响,运用 Matlab 软件对所建立的热力学模型进行求解,对6种不同工质的热力学性能进行比较,筛选出最佳工质,确定系统最优运行参数。

图3、图4分别为不同工质净输出功、透平膨胀比、热效率与热回收率在不同过热度(0、5、10、15、20 $^{\circ}\text{C}$)下随蒸发温度的变化规律。

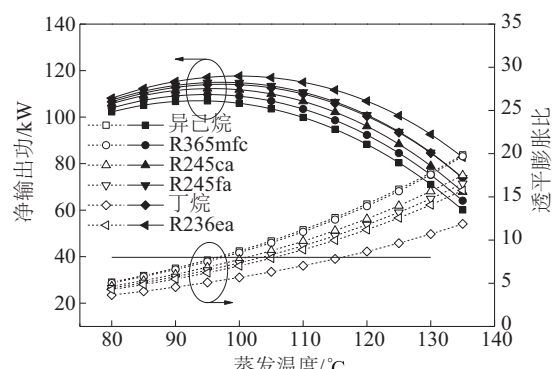
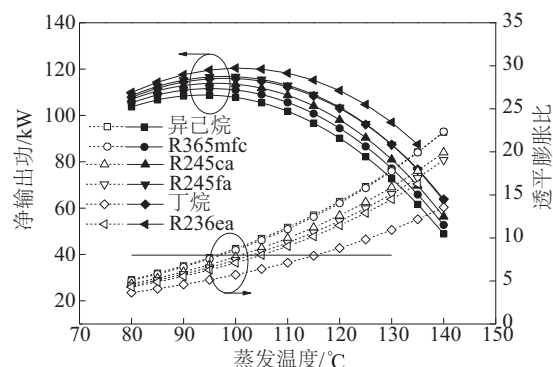
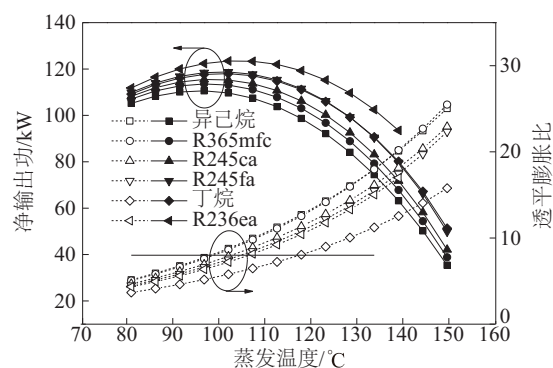
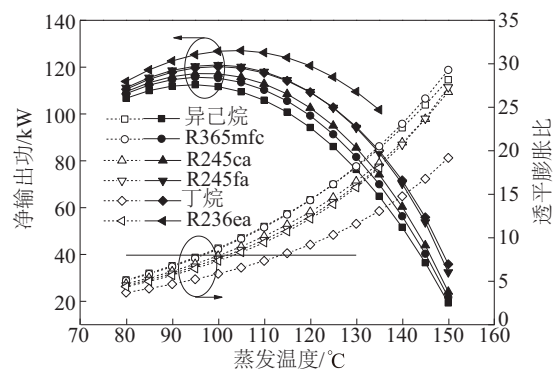
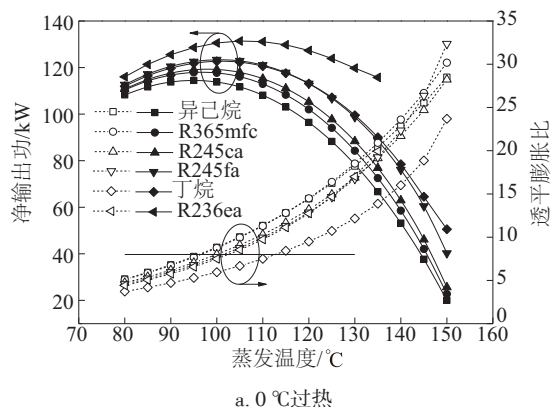
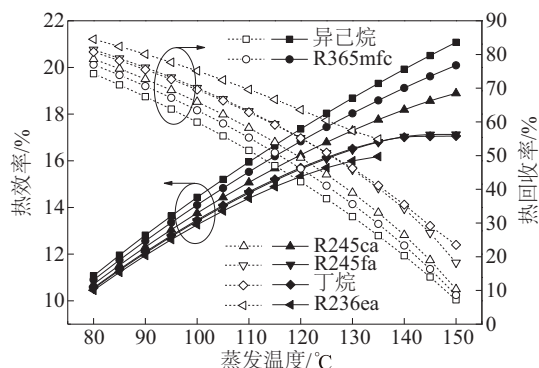


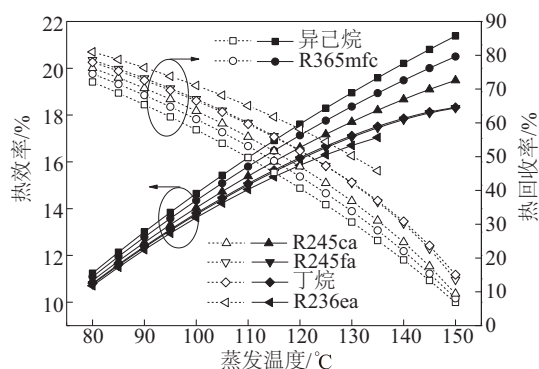
图3 净输出功与透平膨胀比随蒸发温度变化

Fig. 3 Variations of net work output and turbine expansion ratio with evaporation temperature

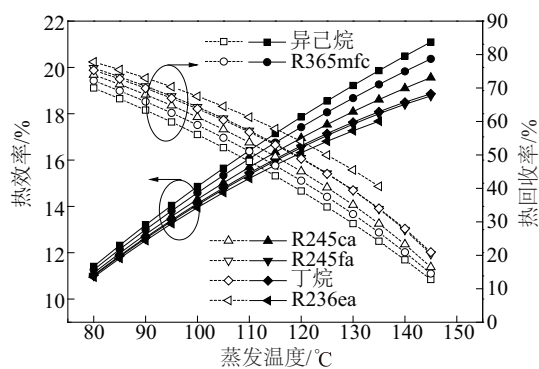
由图 3 可知,对不同过热度,系统净输出功均随蒸发温度的升高先增大后减小,存在最佳蒸发温



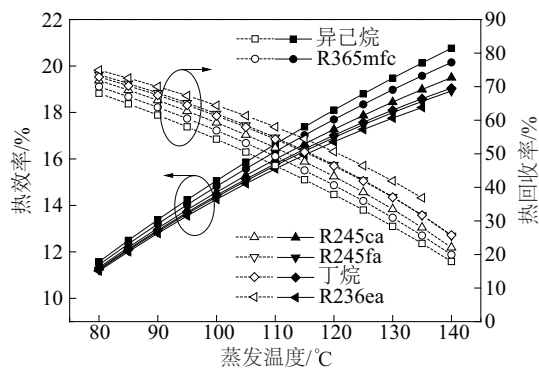
a. 0 °C 过热



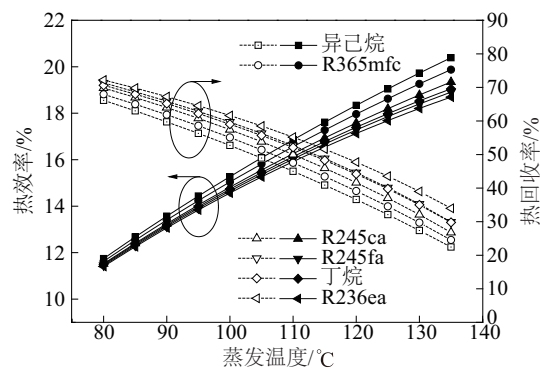
b. 5 °C 过热



c. 10 °C 过热



d. 15 °C 过热



d. 20 °C 过热

图 4 热效率与热回收率随蒸发温度变化

Fig. 4 Variations of thermal efficiency and heat recovery efficiency with evaporation temperature

度 T_{opt} 使系统净输出功达最大值。工质泵耗功相对于透平有效输出功较小,其对系统净输出功影响不大,由式(4)、式(11)、式(14)可知影响系统净输出功的主要因素为工质质量流量与工质在透平中焓降。对于确定冷凝温度的 ORC 系统,各工质排气背压一定,随着蒸发温度的升高,工质透平入口焓值增加,透平中焓降也有所提高。在热源容量与窄点温差的限制作用下,蒸发温度升高导致各工质质量流量减小。当蒸发温度低于 T_{opt} 时,随着蒸发温度的升高透平中焓降增加速率大于质量流量减小速率,系统净输出功增加;蒸发温度继续升高,质量流量减小速率逐渐接近透平中焓降增加速率,当二者相等时,系统净输出功达到最大值;蒸发温度进一步升高,质量流量减小速率大于透平中焓降增加速率,系统净输出功开始下降。从系统热回收率与热效率的角度也可对净输出功的变化规律进行解释,根据式(24),系统净输出功的变化趋势取决于系统热回收率与热效率的变化率,由图 4 可知,在最佳蒸发温度之前,系统热回收率下降速率低于热效率上升速率,系统净输出功增加,当蒸发温度升高,二者变化率相等时, $\varphi \cdot \eta_{th}$ 对蒸发温度 T_b 的偏导数为 0,系统净输出功取得极大值,当蒸发温度大于 T_{opt} 时,系统热回收率下降速率大于热效率上升速率,系统净输出功减小。对不同过热度下各工质净输出功进行比较可知,随着过热度增加,系统净输出功减小。同时发现,系统净输出功随蒸发温度的变化趋势随过热度增大而逐渐变缓,对于系统稳定运行有重要作用。

透平膨胀比对于透平的设计制造具有重要影响,较小的膨胀比能增大透平通流量,减小泄露损失,降低透平结构复杂度与加工成本,但过低的膨胀比透平会出现欠膨胀现象,导致排汽压力增大,透平有效输出功与效率降低;膨胀比越大,动叶高度沿工质流动方向变化越剧烈,加工难度与生产成本也会相应增加,而且会伴随出现过膨胀损失等问题,因此在进行工质筛选与参数优化的过程中,透平膨胀比应作为一个重要参数进行考虑。本文依据文献[16]将膨胀比的值为 8 的等值线在图 3 中标出(黑色实线),各工质膨胀比不宜超过此值。将图 3 中 0 °C 过热度时工质异己烷、R365mfc、R245ca、R245fa 和丁烷(R600)膨胀比计算结果与文献[16]中图 4 所呈现的计算结果进行对比,发现二者所得数值大致在同一区间,验证了本文计算结果的准确性。由图 3 可知,透平膨胀比随着蒸发温度的升高而增大,对于本文所研究的 ORC 系统,系统冷凝温度给定,各工质冷凝压力随之确定,随着蒸发温度的升高蒸发压力增大,透平膨胀比也会相应增大。与系统净输出功类似,随着过热度的增加,透平膨胀比随蒸发温度的变化趋势随过热度增大而逐渐减缓,透平变工况稳定性增加。综合系统净输出功与透平膨胀比变化规律可知,过热虽然会导致系统净输出功减小,但同时也会降低透平膨胀比,减小透平复杂度与成本,同时增加了系统变工况稳定性,因此适当过热对于 ORC 系统是十分必要的。

由图 4 可知,各工质循环热效率随蒸发温度的升高而增大,且增大趋势逐渐减缓。同时发现,在相同工况下,工质临界温度越高,所获得的循环热效率越大。由式(22)可知,随蒸发温度升高, δ_i 、 δ_{iHE} 和 δ_g (0 °C 过热无此项)增大, δ_H 减小,且 $\delta_i+\delta_g$ 变化率之和大于 $\delta_H-\delta_{iHE}$ 的变化率,因此循环热效率随着蒸发温度的升高而增大。以 95 °C 蒸发温度 5 °C 过热为例,在相同运行工况下,工质临界温度越高,潜热系数 δ_H 越大(如表 3 所示),循环热效率也就越大。所得结论与文献[8,9]结论一致,验证了本文所提出的利用 δ_i 、 δ_H 、 δ_g 、 δ_{iHE} 分析循环热效率随工质临界温度变化规律这一方法的准确性。相同蒸发温度下,对于同一工质而言, δ_i 和 δ_H 保持不变,随着过热度增加, δ_{iHE} 和 δ_g 均会增大,但 δ_g 增大速率优于 δ_{iHE}

的变化速率,因此循环热效率随着过热度的增大而增大。

表 3 95 °C 蒸发温度 5 °C 过热时各系数

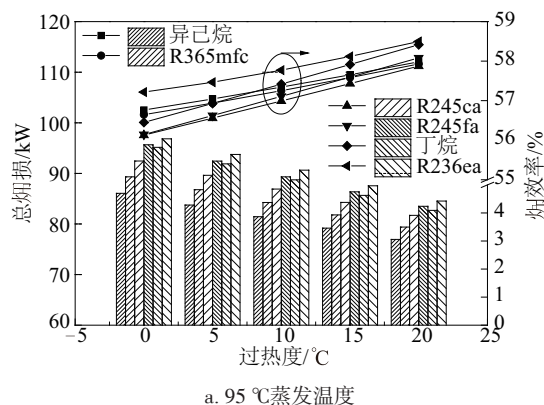
Table 3 Various coefficients at 95 °C evaporation temperature and 5 °C of superheat

工质	预热系数	潜热系数	过热系数	内回热系数
异己烷	0.1690	0.8736	0.0282	0.0566
R365mfc	0.1816	0.8000	0.0284	0.0551
R245ca	0.1724	0.7429	0.0298	0.0496
R245fa	0.1789	0.6765	0.0310	0.0366
丁烷	0.1811	0.6611	0.0312	0.0346
R236ea	0.2095	0.6138	0.0354	0.0330

与热效率变化趋势相反,系统热回收率随着蒸发温度的升高而减小,且减小趋势逐渐变大,如前文所述,由于二者呈现相反的变化趋势,导致净输出功出现随蒸发温度先增大后减小的变化规律。由于热源容量是有限的,加之窄点温差的限制作用,导致工质质量流量随蒸发温度升高而减小,造成对余热烟气的冷却不足,进而导致蒸发器烟气出口温度升高,系统热回收率下降。过热度的增加也会导致工质质量流量的减小,因此系统热回收率会随过热度增加而减小。

结合图 3 与图 4 可知,各工质在 95、100 °C 蒸发温度下,系统净输出功取得较大值,且除异己烷、R365mfc 这 2 种工质膨胀比在 100 °C 蒸发温度时稍高于 8 外,其余工质在各工况下膨胀比均低于 8,保证了透平结构的合理性。因此,在研究烟损、烟效率与工质比净功的变化规律时,仅考虑 95、100 °C 这 2 种蒸发温度情况。

图 5 所示为各工质在 95、100 °C 这 2 种蒸发温度下烟损与烟效率随过热度的变化。



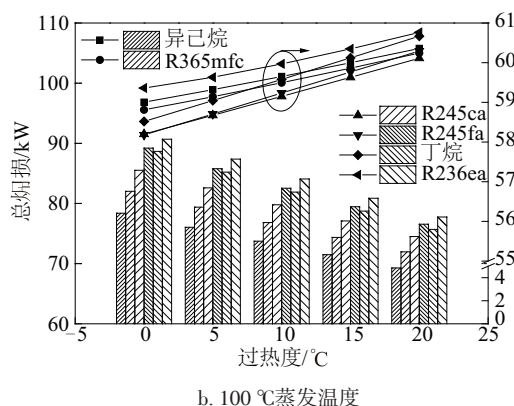


图5 烟损与烟效率随过热变化

Fig. 5 Variations of exergy destruction and exergy efficiency with evaporation temperature

由图5可知,随过热度增加,系统总烟损减小,烟效率增大。根据 Aljundi^[6]的研究结果可知,蒸发器中由于换热温差引起的烟损占系统总烟损的主要部分,随过热度增加,蒸发器中冷热流体换热温差减小,蒸发器烟损减小,透平进口焓值随过热度增加而增大,导致透平与内回热器中烟损增加。同时,各工质质量流量随过热度增加而下降,综合以上各种因素可得出:系统烟损随过热度增加而减小,而烟效率则随过热度增加而增大。对比5a、图5b可知,系统总烟损与烟效率随蒸发温度升高的变化规律与二者随过热度增加的变化规律类似,产生原因也相似。在95与100℃蒸发温度下各工质烟损排序为:R236ea>R245fa>丁烷>R245ca>R365mfc>异己烷。R236ea烟损最大,但其系统烟效率也最大,由式(25)可知影响烟效率的因素除烟损外,还有进入系统的总烟。由图4可知,R236ea系统热回收率最大,蒸发器烟气出口温度最低,由式(26)可得,进入系统的总烟也就最大。以95℃蒸发温度0℃过热时R236ea、异己烷为例,烟气在R236ea蒸发器出口温度比异己烷蒸发器出口温度低17.67℃,进入系统的总烟R236ea也比异己烷多196kW,而总烟损R236ea仅比异己烷多10.76kW,与二者进入系统的总烟的差值相比小得多,因此R236ea烟效率要大于异己烷烟效率。

比净功更客观地比较不同工质的做功能力,图6所示为各工质在95、100℃这2种蒸发温度下比净功随过热度的变化。由图6可知,异己烷、丁烷2种工质的比净功明显高于其他4种工质,做功

能力较强。如表4所示,在相同蒸发温度下二者潜热明显高于其余4种工质,因此在相同热源条件下,异己烷、丁烷工质质量流量与其余4种工质相比要低得多,以异己烷、丁烷和R236ea为例,在相同运行工况下异己烷、丁烷质量流量不到R236ea的一半。而由图1可知6种工质净输出功相差在25%内,与质量流量相对变化值相比小得多,因此工质质量流量成为影响比净功的主要因素。所以在相同运行工况下异己烷、丁烷这2种工质的比净功要比其他工质大得多。

随系统过热度增加,透平进口温度增大,进口焓值也相应增大,透平有效输出功增大,比净功也随之增大。由此可见,适当过热是提高工质做功能力的一种有效手段。

综合考虑系统净输出功、透平膨胀比、系统热效率与热回收率、烟损与烟效率及工质比净功等多方面因素,丁烷为适合该热源的最佳工质。虽然丁烷系统热效率并不高,但其系统热回收率较高,使得丁烷的系统净输出功能保持在较高水平,避免了

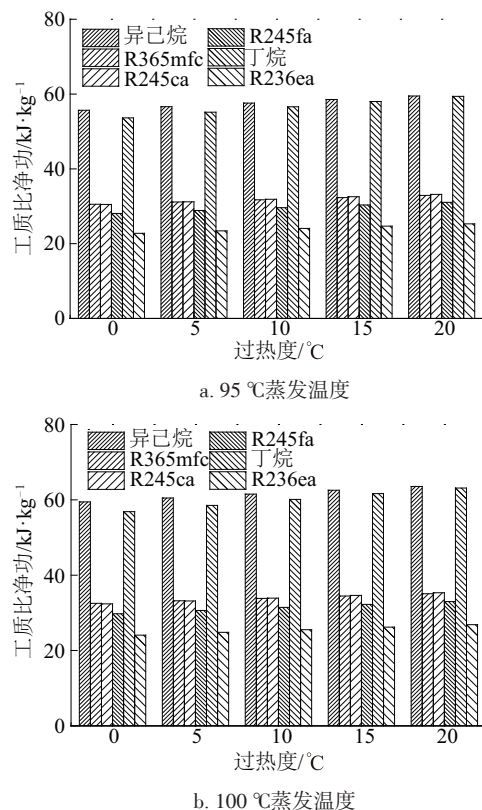


图6 比净功随过热变化

Fig. 6 Variations of specific net power output with evaporation temperature

表 4 工质潜热值

Table 4 Latent heat of working fluids

工质	潜热/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	
	95 $^{\circ}\text{C}$	100 $^{\circ}\text{C}$
异己烷	295.54	291.17
R365mfc	157.38	154.04
R245ca	155.59	151.44
R245fa	139.32	134.48
丁烷	267.66	258.26
R236ea	107.57	102.76

以往以热效率为目标的工质选择过程中出现的“高效低功”现象。在保证透平有效输出功的前提下,丁烷的透平膨胀比最低,且随蒸发温度的变化较为平缓,不仅降低了透平的复杂度与加工成本,同时也保证了透平变工况运行稳定性。比较各工质膨胀比低于 8 的蒸发温度范围,发现丁烷的运行范围最宽,能在 80~115 $^{\circ}\text{C}$ 蒸发温度范围内运行。此外丁烷具有较强的做功能力,其比净功大于除异己烷外的其他 4 种工质。适当的过热度对于提升 ORC 系统性能来说是十分有利的,过热虽然导致系统净输出功减小,但净输出功随蒸发温度变化趋势也有所减缓,提高了系统稳定性。适当过热降低了透平膨胀比,减缓了膨胀比随蒸发温度的变化趋势,不仅降低了透平复杂度与加工成本,而且提高了透平的运行稳定性。适当过热也减小了系统总焓损,提高了系统焓效率,增大了工质比净功,提高了工质做功能力。综上所述,本文选取 5 $^{\circ}\text{C}$ 过热度作为丁烷的最佳过热度,由图 3b 可知在 5 $^{\circ}\text{C}$ 过热度时其最佳蒸发温度为 100 $^{\circ}\text{C}$ 。

4 结 论

本文建立低温烟气余热驱动的内回热有机朗肯循环系统,研究系统净输出功、透平膨胀比、系统热效率与热回收率、焓损与焓效率及工质比净功随蒸发温度与过热度的变化规律,提出预热系数、潜热系数、过热系数和内回热吸热系数对循环热效率进行分析,得到以下结论:

1) 各工质系统净输出功随蒸发温度的升高先增大后减小,存在最佳蒸发温度使系统净输出功达

最大值,且净输出功随蒸发温度的变化趋势随过热度增加而减缓。比净功可客观比较不同工质做功能力,异己烷、丁烷由于潜热量较大,导致二者比净功高于其他 4 种工质。

2) 透平膨胀比随蒸发温度的升高而增大,随过热度的增加而减小,过热能减缓透平膨胀比随蒸发温度的变化趋势,有利于提高透平运行稳定性。

3) 系统热效率随蒸发温度的升高而增大,且增大速率越来越小,而系统热回收率随蒸发温度升高而减小,且减小速率越来越大。随着过热度增加,热效率增大而热回收率减小。

4) 适当过热虽然导致系统净输出功减小,但同时也减小了透平膨胀比,不仅降低了透平复杂度与加工成本,而且提高了系统运行稳定性。适当过热还有利于减小系统总焓损,提高系统焓效率,增大工质比净功。

5) 6 种工质中丁烷为适合本文所选热源的最佳工质,在蒸发温度为 100 $^{\circ}\text{C}$ 过热度为 5 $^{\circ}\text{C}$ 工况下能够获得最佳热力性能。

[参考文献]

- [1] Roy J P, Mishra M K, Misra A. Performance analysis of an organic Rankine cycle with superheating under different heat source temperature conditions[J]. Applied Energy, 2011, 88(9): 2995—3004.
- [2] Dai Yiping, Wang Jiangfeng, Gao Lin. Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery [J]. Energy Conversion and Management, 2009, 50(3): 576—82.
- [3] 陈奇成, 徐进良, 苗 政. 中温热源驱动有机朗肯循环工质研究[J]. 中国电机工程学报, 2013, 32(33): 1—7.
- [3] Chen Qicheng, Xu Jinliang, Miao Zheng. Working fluid selection for medium temperature organic Rankine cycle [J]. Proceedings of the CSEE, 2013, 32(33): 1—7.
- [4] Chen Qicheng, Xu Jinliang, Chen Hongxia. A new design method for organic Rankine cycles with constraint of inlet and outlet heat carrier fluid temperatures coupling with the heat source[J]. Applied

- Energy, 2012, 98: 562—573.
- [5] Gao Wei, Li Haiwang, Xu Guoqiang, et al. Working fluid selection and preliminary design of a solar organic Rankine cycle system[J]. Environmental Progress & Sustainable Energy, 2015, 34(2): 619—626.
- [6] Aljundi I H. Effect of dry hydrocarbons and critical point temperature on the efficiencies of organic Rankine cycle[J]. Renewable Energy, 2011, 36(4): 1196—1202.
- [7] Liu Botau, Chien Kuohsian, Wang Chichuan. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery[J]. Energy, 2004, 29(8): 1207—1217.
- [8] Feng Yongqiang, Hung Tzuchen, Greg K, et al. Thermoeconomic comparison between pure and mixture working fluids of organic Rankine cycles (ORCs) for low temperature waste heat recovery [J]. Energy Conversion and Management, 2015, 106: 859—872.
- [9] Wu Yundan, Zhu Yadong, Yu Lijun. Thermal and economic performance analysis of zeotropic mixtures for organic Rankine cycles[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 96: 57—63.
- [10] Li W, Feng X, Yu L, et al. Effects of evaporating temperature and internal heat exchanger on organic Rankine cycle[J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31(17): 4014—4023.
- [11] 韩中合, 潘 歌, 范 伟, 等. 内回热器对低温有机朗肯循环热力性能的影响及工质选择[J]. 化工进展, 2016, 35(1): 40—47.
- [11] Han Zhonghe, Pan Ge, Fan Wei, et al. Effect of internal heat exchanger on thermodynamic performance of low temperature organic Rankine cycle and working fluid selection [J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2016, 35(1): 40—47.
- [12] Mago P J, Chamra L M, Srinivasan K, et al. An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids[J]. Applied Thermal Engineering, 2008, 28(8): 998—1007.
- [13] 刘 强, 申爱景, 段远源. 抽气回热式有机朗肯循环热经济性的定量分析[J]. 化工学报, 2014, 65(2): 437—444.
- [13] Liu Qiang, Shen Aijing, Duan Yuanyuan. Quantitative analysis for thermal economy of regenerative extraction organic Rankine cycle[J]. CIESC Journal, 2014, 65(2): 437—444.
- [14] 刘 超, 徐进良, 陈奇成, 等. 低温跨临界有机朗肯循环工质筛选[J]. 中国电机工程学报, 2013, 33(23): 37—43.
- [14] Liu Chao, Xu Jinliang, Chen Qicheng, et al. Working fluid selection for low temperature transcritical organic Rankine cycle[J]. Proceedings of the CSEE, 2013, 33(23): 37—43.
- [15] Wu Shuangying, Li Chun, Xiao Lan, et al. A comparative study on thermo-economic performance between subcritical and transcritical organic Rankine cycles under different heat source temperatures [J]. Chinese Science Bulletin, 2014, 59(33): 4379—4387.
- [16] Li Yan, Ren Xiaodong. Investigation of the organic Rankine cycle (ORC) system and the radial-inflow turbine design[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 96: 547—554.

WORKING FLUID SELECTION AND PARAMETRIC OPTIMIZATION OF A SUPERHEAT ORGANIC RANKINE CYCLE FOR LOW TEMPERATURE WASTE HEAT RECOVERY

Li Peng, Han Zhonghe, Mei Zhongkai, Han Xu, Wang Zhi

*(Key Lab of Condition Monitoring and Control for Power Plant Equipment, North China Electric Power University,
Ministry of Education, Baoding 071003, China)*

Abstract: Both working fluid selection and parametric optimization are two key issues in performance optimization of organic Rankine cycle system. In order to effectively recover the waste flue gas heat, an organic Rankine cycle (ORC) with internal heat exchanger was established. A thermodynamic model was established to analysis the variation of net power output, turbine expansion ratio, thermal efficiency, heat recovery efficiency, exergy destruction, exergy efficiency and specific net power output with increment in both evaporation temperature and superheat degree. Preheating coefficient, latent heat coefficient, superheating coefficient and internal heat coefficient were put forward to study the effect of critical temperature on the thermal efficiency. The calculated results revealed that with increase in evaporation temperature the net output power increases firstly and then decreases. And the expansion ratio, heat recovery efficiency and exergy destruction decrease while the thermal and exergy efficiencies increase with the increment in evaporation temperature. A proper degree of superheat is not only propitious to reduce the expansion ratio and improve the operational stability but also beneficial to decreases the exergy destruction and increase the exergy efficiency and specific net power output. Therefore a proper degree of superheat is essential to ORC system. It was also concluded that butane is the most suitable working fluid, and optimal thermal performance can be obtained when evaporation temperature is 100 °C and superheat degree is 5 °C.

Keywords: organic Rankine cycle; critical temperature; expansion ratio; operational stability; thermodynamic performance