

过冷度对地热发电非共沸工质 有机朗肯循环热力性能的影响

陈然, 刘强, 蒙冬玉

(油气资源与探测国家重点实验室(中国石油大学(北京)), 北京市 昌平区 102249)

Effect of Subcooling on Thermal Performance of Organic Rankine Cycle With Zeotropic Mixture in Geothermal Power Generation

CHEN Ran, LIU Qiang, MENG Dongyu

(State Key Laboratory of Petroleum Resources and Prospecting (China University of Petroleum-Beijing),
Changping District, Beijing 102249, China)

摘要: 有机朗肯循环(organic Rankine cycle, ORC)是利用中低温地热能($<150\text{ }^{\circ}\text{C}$)发电的主要途径,在实际运行中,非共沸工质往往会冷凝至过冷状态。分析了冷凝过冷度对非共沸工质 ORC 热力性能的影响,建立了 ORC、内回热(internal heat exchanger, IHE) ORC 的热力学模型,以净输出功率最大为目标函数优化了工质的蒸发压力,并开展了系统的焓分析。结果表明:过冷度影响了工质与冷源换热流体间的温度匹配特性,受夹点温差限制,随着过冷度的增加,工质的冷凝压力上升;过冷度亦改变了预热器和蒸发器的热量分摊,随着过冷度的增加,最佳蒸发压力亦上升。混合工质异丁烷/异戊烷的质量配比为 0.4:0.6 时,净输出功率受过冷度的影响最大,当过冷度为 $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,净输出功率下降了 4.36%。IHE 回收膨胀机排汽的余热,提高了预热器入口温度,可提高过冷 ORC 系统净输出功率 0.55%。过冷度增大了冷凝器的焓损失;采用内回热冷凝器的焓损失降低了 24.7%。

关键词: 地热发电; 有机朗肯循环(ORC); 非共沸工质; 过冷度; 内回热器(IHE); 热力性能

ABSTRACT: Organic Rankine cycle (ORC) is the main way to generate electricity by using medium-low temperature ($<150\text{ }^{\circ}\text{C}$) geothermal heat. In actual operation, zeotropic mixture tends to condense to the subcooling state. This paper analyzed the effect of subcooling on thermal performance of ORCs using zeotropic mixture as working

fluid. The mathematics model of the ORC and the ORC with internal heat exchanger (IHE) were established, and then the evaporation pressure was optimized to maximize the net power output. Moreover, the system exergy analysis was also conducted. The results show that the condensation subcooling affects the temperature profile match between the working fluid and the heat sink. Limited by the pinch point temperature difference, the condensation pressure rises with the subcooling increasing. The subcooling also changes the heat allocation between the preheater and evaporator, the optimal evaporation pressure also increases as the subcooling increases. When the subcooling is $2\text{ }^{\circ}\text{C}$, the net power output can be reduced by 4.36% for isobutene/isopentane (0.4:0.6) which is the most affected by the subcooling. The IHE recovers the waste heat of expander exhaust to preheat the working fluid, as a result, the net power output of the subcooled ORC system can be increased by 0.55%. The subcooling causes a significant increase in the condenser exergy destruction that can be reduced by 24.7% using the recuperative ORC system.

KEY WORDS: geothermal power generation; organic Rankine cycle (ORC); zeotropic mixture; subcooling; internal heat exchanger (IHE); thermal performance

0 引言

有机朗肯循环(organic Rankine cycle, ORC)是利用低品位热能发电的主要技术之一,具有系统简单、运行灵活、维护费用少、装机容量范围大等优点,在中低温地热能、太阳能、余热回收发电等领域得到了广泛应用^[1-4]。由于热源温度

基金项目: 国家自然科学基金项目(51506223, 51736005); 中海石油(中国)有限公司科技项目(YXKY-2018-ZY-09)。

Project Supported by National Natural Science Foundation of China (51506223, 51736005); CNOOC (China) Co., Ltd. Science and Technology Project (YXKY-2018-ZY-09).

低, ORC 系统发电热效率仍较低, 因此提升 ORC 系统的热力性能是当前研究的热点之一。

非共沸工质在相变过程中存在温度滑移, 有效减小了工质与冷热源间的换热温差, 从而降低了换热焓损失, 提高了系统的热力性能^[5-13]。Liu 等^[8]优化了地热 ORC 系统的热力参数并分析了系统的性能, 与纯工质 R600a 相比, 混合工质 R600a/R601a 可提高净输出功 4%~11%。Chen 等^[10]研究了采用非共沸工质的超临界 ORC, 与纯工质 R134a 相比, 非共沸工质 R134a/R32(0.7/0.3) 相对提高热效率 10%~30%。Liu 等^[11]研究了非共沸工质异丁烷/异戊烷的冷凝温度滑移对 ORC 系统性能的影响, 结果发现当冷凝温度滑移和冷却水温升相同时, 系统热力性能最佳。Heberle 等^[12]研究了非共沸工质异丁烷/异戊烷和 R227ea/R245fa 的热力性能, 结果表明当地热水温度低于 120 °C 时, 非共沸工质 ORC 的焓效率比纯工质高 4.3%~15%。

冷凝器出口处的工质通常被设定为饱和液态^[14-15], 这是相对理想的工况。ORC 在实际运行中, 很难保证非共沸混合工质在冷凝器出口正好处于饱和液状态, 尤其是为了防止工质泵内发生汽蚀, 工质在冷凝器出口往往存在一定的过冷度, 导致循环热力性能变差。增加内回热器(internal heat exchanger, IHE)回收膨胀机出口排汽的显热, 是提高系统性能的一种途径^[15-17], 因此, 本文亦将探讨回热对 ORC 系统热力性能的影响。

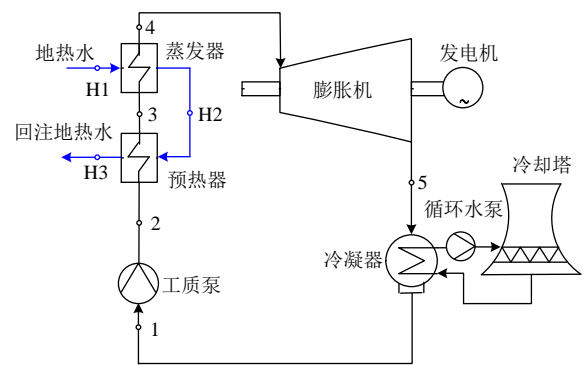
为充分剖析冷凝过冷度对非共沸工质 ORC 系统热力性能的影响, 以及增加 IHE 后过冷 ORC 系统热力参数及性能的变化规律, 以地热水作为热源, 建立了 ORC 和内回热 ORC(IORC)的数学模型, 通过分析非共沸工质冷凝过程温度变化及其与冷却水的温升匹配特性, 确定了冷凝压力, 优化了非共沸工质的蒸发压力, 从热力学第一定律和第二定律分析了冷凝过冷度对 ORC 及 IORC 系统热力性能的影响。

1 系统模型

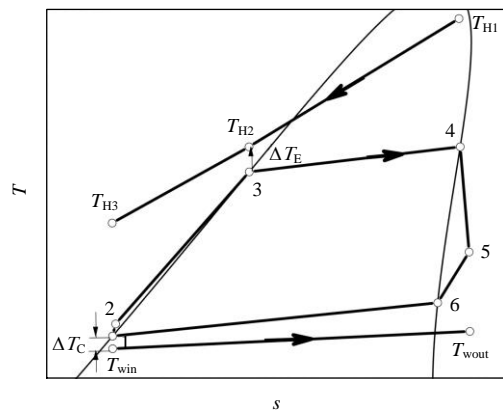
1.1 ORC 及 IORC 系统

基本 ORC 系统图如图 1(a)所示, 其循环过程

为: 工质在预热器和蒸发器中吸收地热水释放的热量, 被加热至饱和蒸汽后进入膨胀机做功, 乏汽排入冷凝器被循环水冷却, 然后经工质泵升压后进入预热器完成循环。ORC 系统对应的 $T-s$ 图如图 1(b)所示, 其中: T_{H1} 、 T_{H2} 分别为地热水蒸发器进、出口温度; T_{H3} 为地热水预热器出口温度; ΔT_E 为蒸发器夹点温度; ΔT_C 为冷凝器夹点温度; T_{win} 、 T_{wout} 分别为循环冷却水进、出口温度; 1—6 为状态点。本文采用异丁烷/异戊烷作为循环工质^[18]。



(a) ORC 系统图



(b) $T-s$ 图

图 1 ORC 系统图及 $T-s$ 图

Fig. 1 Schematic and $T-s$ diagram of an ORC system

纯工质相变是等温过程, 工质与冷却水的夹点位于工质露点处, 工质冷凝露点对应的状态点为 6。即使出现过冷, 在过冷度低于循环冷却水温升的情况下, 夹点位置也不变, 即工质冷凝温度(压力)不变。非共沸混合工质的相变是变温过程, 当工质滑移温度低于循环冷却水温升时, 夹点位于工质露点处; 而当工质滑移温度高于循环冷却水温升时, 夹点位于工质泡点处^[11], 对应

的状态点为 1。工质滑移温度和冷却水温升较为接近时，夹点亦可能处于露点和泡点之间^[8]。因此，工质冷凝至过冷时，夹点位置往往会发生变化。图 2 为异丁烷/异戊烷(0.5/0.5)冷凝过程无过冷和过冷度 $\Delta T_{SC}=2^\circ\text{C}$ 时对应的 $T-s$ 图。本文中循环冷却水进口温度 T_{win} 为 20°C ，为了提高系统性能，冷却水温升设定为 5°C ，由于异丁烷/异戊烷(0.5/0.5)的冷凝滑移温度达 12°C ，因此，无过冷时，夹点位于工质泡点 1 处，如图 2(a)所示。泡点温度为

$$T_1 = T_{win} + \Delta T_C \quad (1)$$

ΔT_C 设定为 5°C ，由式(1)可得泡点温度为 25°C 。

当过冷度为 2°C 时，夹点为图 2(b)中的 1' 点，工质冷凝过程泡点温度为

$$T_1 = T_{win} + \Delta T_C + \Delta T_{SC} \quad (2)$$

工质被冷凝至过冷液状态，冷凝过程泡点温

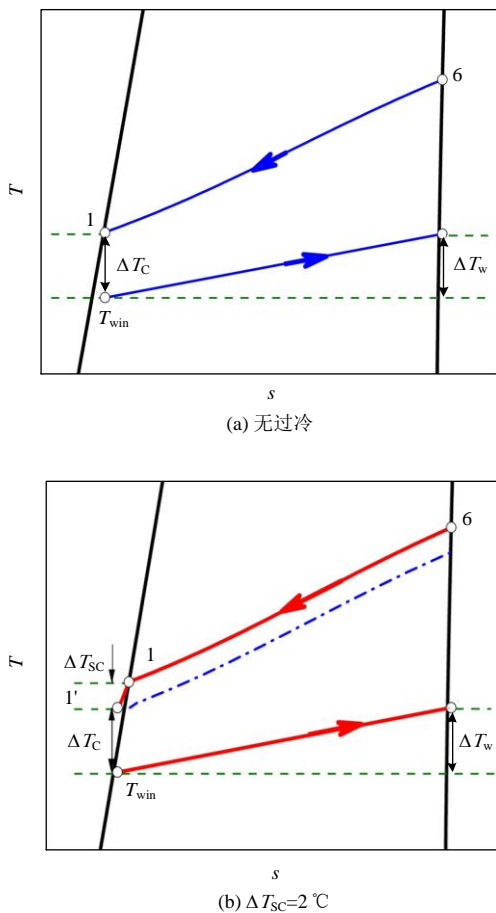


图 2 冷凝过程温度匹配示意图

Fig. 2 Schematic diagram of temperature match for condensation process

度 T_1 升高，因此工质冷凝压力上升，进而影响系统的热力性能。

为改善过冷 ORC 系统的热力性能，同时减小冷凝器热负荷，在膨胀机出口处可增加内回热器。IORC 系统图及对应的 $T-s$ 图如图 3 所示。内回热器通过回收膨胀机排汽余热来预热工质，提高了预热器入口工质的温度，预热后工质状态点为 2a。放热后的排汽进入冷凝器，状态点为 5a。如果非共沸工质冷凝滑移温度大于 IHE 的夹点温差，排汽可被冷却至两相区^[11]，见图 3(b)。

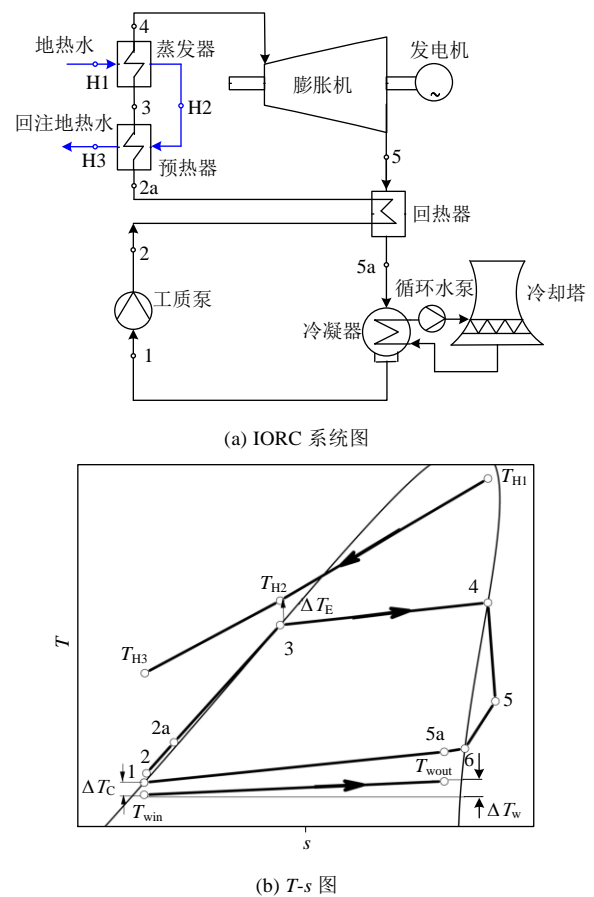


图 3 IORC 系统图及 $T-s$ 图

Fig. 3 Schematic and $T-s$ diagram of IORC system

1.2 热力学模型

工质在预热器和蒸发器中的总吸热量 \dot{Q}_e 为

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_H (h_{H1} - h_{H3}) = \dot{m}_o (h_4 - h_2) \quad (3)$$

式中： \dot{m}_H 为地热水流量； h_{H1} 为蒸发器入口地热水的比焓； h_{H3} 为预热器出口地热水的比焓； \dot{m}_o 为工质流量； h_2 为预热器进口工质的比焓； h_4 为蒸发器出口工质的比焓。

膨胀机的输出功率 \dot{W}_t 为

$$\dot{W}_t = \dot{m}_o (h_4 - h_5) \eta_i \eta_m \eta_e = \dot{m}_o (h_4 - h_{5s}) \eta_i \eta_m \eta_e \quad (4)$$

式中: η_i 、 η_m 分别为膨胀机的相对内效率、机械效率; η_e 为发电效率; h_5 为膨胀机实际的排汽比焓; h_{5s} 为膨胀机定熵膨胀后的排汽比焓。

工质在冷凝器中的放热量 \dot{Q}_c 为

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_w (h_{wout} - h_{win}) = \dot{m}_o (h_5 - h_1) \quad (5)$$

式中: \dot{m}_w 为冷却水流量; h_{wout} 为冷凝器出口冷却水的比焓; h_{win} 为冷凝器进口冷却水的比焓; h_1 为冷凝器出口工质的比焓。

工质泵耗功 \dot{W}_{fp} 为

$$\dot{W}_{fp} = \dot{m}_o (h_2 - h_1) = \dot{m}_o (h_{2s} - h_1) / \eta_p \quad (6)$$

式中: η_p 为工质泵等熵效率; h_{2s} 为工质经定熵压缩后的比焓。

循环水泵耗功 \dot{W}_{cp} 为

$$\dot{W}_{cp} = \dot{m}_w gH / \eta_{cp} \quad (7)$$

式中: η_{cp} 为冷却水泵效率; g 为重力加速度; H 为循环冷却水泵的扬程。

IORC 系统具有内回热器, 其换热量 \dot{Q}_{IHE} 为

$$\dot{Q}_{IHE} = \dot{m}_o (h_5 - h_{5a}) = \dot{m}_o (h_{2a} - h_2) \quad (8)$$

式中: h_{5a} 为内回热器出口排汽的比焓; h_{2a} 为内回热器出口冷流体的比焓。

系统的净输出功率 \dot{W}_{net} 为

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - \dot{W}_{fp} - \dot{W}_{cp} \quad (9)$$

预热器和蒸发器焓损失 \dot{I}_e 为

$$\dot{I}_e = \dot{m}_H [(h_{H1} - h_{H3}) - T_0 (s_{H1} - s_{H3})] - \dot{m}_o [(h_4 - h_2) - T_0 (s_4 - s_2)] \quad (10)$$

式中: T_0 为环境温度, 其值为 293.15 K; s_{H1} 为蒸发器进口地热水的比焓; s_{H3} 为预热器出口地热水的比焓; s_2 为预热器进口工质的比焓; s_4 为蒸发器出口工质的比焓。

冷凝器焓损失 \dot{I}_c 为

$$\dot{I}_c = \dot{m}_o [(h_5 - h_1) - T_0 (s_5 - s_1)] - \dot{m}_w [(h_{wout} - h_{win}) - T_0 (s_{wout} - s_{win})] + \dot{W}_{cp} \quad (11)$$

式中: s_5 为冷凝器进口工质的比焓; s_1 为冷凝器出口工质的比焓; s_{win} 为冷凝器进口冷却水的比焓; s_{wout} 为冷凝器出口冷却水的比焓。

膨胀机焓损失 \dot{I}_t 为

$$\dot{I}_t = \dot{m}_o T_0 (s_5 - s_4) \quad (12)$$

工质泵焓损失 \dot{I}_p 为

$$\dot{I}_p = \dot{m}_o T_0 (s_2 - s_1) \quad (13)$$

1.3 边界条件

ORC 系统的边界条件如表 1 所示, 忽略热力设备、管道、阀门的散热损失和压力损失。为保证地热资源可持续开发利用, 地热水经 ORC 系统利用后回注。地热水回注温度越低, 能量的利用程度越高。但是, 地热水中富含硅酸盐类矿物质, 回注温度较低时硅酸盐会在换热器、阀门、管道及回注井等位置沉积结垢, 影响系统的运行, 甚至会影响系统的安全性。Franco 等^[19]指出, 地热水回注温度应不低于 70~80 °C, 本文设定回注温度不低于 70 °C。

表 1 ORC 系统的边界条件

Tab. 1 Boundary conditions for ORC system

热力参数名称	数值
地热水进口温度 T_{H1} / °C	150
地热水压力 P_w / kPa	4 000
地热水流量 m_w / (kg · s ⁻¹)	50
过冷度 ΔT_{SC} / °C	0~2
蒸发器夹点温差 ΔT_E / °C	10
冷凝器夹点温差 ΔT_C / °C	5
内回热器夹点温差 ΔT_{IHE} / °C	5
冷却水压力 P_w / kPa	300
冷却水进口温度 T_{win} / °C	20
冷却水温升 ΔT_w / °C	5
膨胀机相对内效率 η_i	0.85
膨胀机机械效率 η_m	0.98
发电效率 η_e	0.98
工质泵内效率 η_p	0.65
循环水泵效率 η_{cp}	0.80

2 结果分析

2.1 循环参数

2.1.1 蒸发泡点温度

不同过冷度下最佳蒸发泡点温度的变化如图

4 所示。可以看出, 当混合工质中异丁烷质量分数在 0.1~0.4 时, 最佳蒸发泡点温度随过冷度的增加而上升。随着过冷度的增大, 冷凝过程工质与冷却水的夹点温差的位置发生改变(见图 2), 导致冷凝压力升高, 而且过冷度越大, 冷凝压力越高。因此, 通过提高工质的蒸发压力来提高系统的净输出功, 在最佳工况下, 蒸发过程的泡点温度 T_3 随过冷度的增加而增大。与纯工质异戊烷相比, 当异丁烷质量分数在 0.5~0.8 时, 混合工质临界温度较低, 最佳蒸发压力高^[20], 工质流量大, 吸热量上升, 回注温度限制为 70℃, 各个工况下蒸发泡点温度升高以满足回注温度的要求。随着过冷度的增大, 冷凝压力上升, 冷凝器出口工质比焓变化较小, 预热段吸热量稍有增加, 为保证回注温度为 70℃, 蒸发泡点温度略有上升。

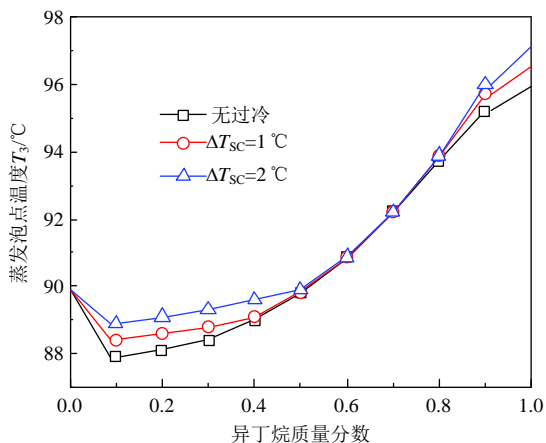


图 4 不同过冷度下最佳蒸发泡点温度的变化
Fig. 4 Change of optimal evaporation bubble temperature under different subcooling

当工质为纯异戊烷, 无过冷时, 冷端夹点温差位于冷凝露点处; 过冷度即使为 2℃, 也不会改变冷凝过程夹点温差的位置, 所以工质冷凝压力不变。在最佳工况下, 纯工质异戊烷的回注温度高于 70℃, 过冷度增大, 仅降低了地热水的回注温度, 而异戊烷的蒸发泡点温度和流量不变, 所以最大膨胀机功率也保持不变。纯工质异丁烷的蒸发压力高, 最佳工况回注温度为 70℃。随着过冷度的增加, 冷凝压力不变, 预热段吸热量上升, 影响了蒸发段和预热段热量分摊, 为了保证回注温度为 70℃, 蒸发泡点温度上升。当异丁烷质量分数为 0.9 时, 随着冷凝过冷度的增大, 冷

凝压力略有上升, 蒸发泡点温度变化原因同纯工质异丁烷。

与基本 ORC 系统相比, 采用 IHE 提高了工质预热器入口温度, 影响了预热段和蒸发段工质吸热量, 进而影响了蒸发泡点温度 T_3 。当冷凝温度滑移较大时, 膨胀机排汽被冷却至汽液两相状态^[11,15], 在冷凝器内的放热量减小而导致冷却水流量减少, 循环冷却水泵耗电随之减少, 进而影响系统净输出功。

采用 IHE 前后 ORC 系统最佳工况下工质蒸发泡点温度的变化如图 5 所示。可以看出, 当工质为纯异戊烷时, 冷凝相变为等温过程, 无温度滑移, 增加 IHE 后, 冷却水流量不变, 不影响净输出功, 蒸发泡点温度不变。当异丁烷质量分数在 0.1~0.5 时, 工质的回注温度高于 70℃, 冷凝滑移温度较大, 采用 IHE 后, 回注温度提高, 膨胀机排汽在冷凝器入口为两相状态, 放热量减少, 冷却水流量和循环冷却水泵耗电随之减少, 因此蒸发泡点温度稍有降低, 工质流量略有增加, 可以同时满足膨胀机做功增加、工质泵耗电减少、循环冷却水泵耗电减少, 使净输出功达到最大。当异丁烷质量分数在 0.5~1.0 时, 基本 ORC 回注温度限制为 70℃, 因此为满足回注温度的要求, 最佳工况下蒸发泡点温度提高, 而采用 IHE 后, 最佳工况均不受回注温度的限制。

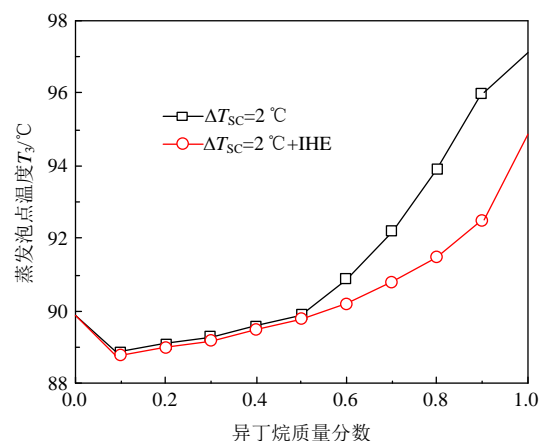


图 5 ORC 和 IORC 系统最佳蒸发泡点温度的变化
Fig. 5 Change of optimal evaporation bubble temperature for ORC and IORC

2.1.2 回注温度

最佳工况下地热水的回注温度如图 6 所示。

可以看出,基本 ORC 系统采用异戊烷质量分数高于 0.6 的非共沸工质时,由于工质的临界温度较高,蒸发压力较低^[20],工质流量小,吸热量少,因此地热水回注温度高于 70 °C,随着过冷度的增大,由于蒸发泡点温度的升高,工质流量减小,吸热量减少,回注温度上升;而采用异丁烷纯工质或异丁烷质量分数高于 0.5 的非共沸工质,回注温度保持在 70 °C,过冷度在 2 °C 内,对回注温度亦无影响。采用 IHE 后,显著提高了预热器入口工质的温度,预热段工质的吸热量下降,所以地热水的回注温度升高。

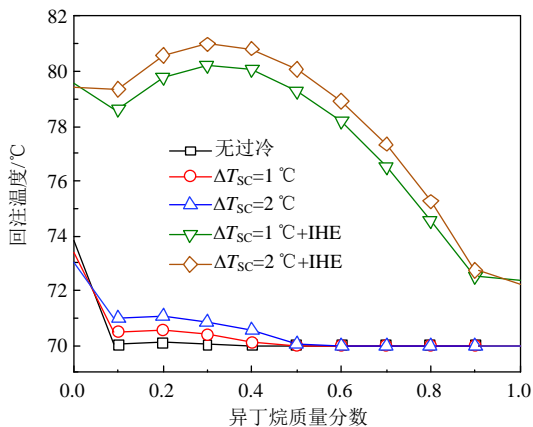


图 6 回注温度随异丁烷质量分数的变化

Fig. 6 Change of reinjection temperature with mass fraction of isobutane

2.2 净输出功

系统最大净输出功随工质组分的变化如图 7 所示。可以看出,随着过冷度的增大,最佳工况

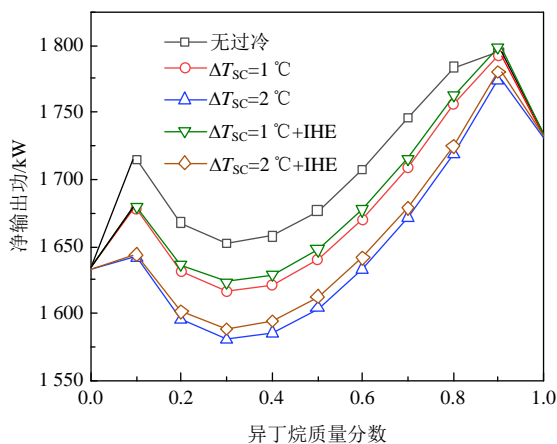


图 7 最大净输出功随异丁烷质量分数的变化

Fig. 7 Change of optimal net power output with mass fraction of isobutane

下非共沸工质的净输出功均降低。受冷凝过程夹点温差限制,过冷度变化导致非共沸工质冷凝压力上升,工质的比焓降下降,因此膨胀机输出功下降;蒸发泡点温度升高,导致蒸发过程吸热量减少,工质流量减少,从而降低系统的净输出功。因此,工质冷凝过冷度降低了系统的净输出功。当异丁烷质量分数为 0.4 时,冷凝滑移温度大,冷凝压力随过冷度增大而上升幅度大,因此其净输出功受过冷度的影响大。当过冷度为 1 °C 时,ORC 系统净输出功的降幅可达 2.19%;当过冷度为 2 °C 时,降幅可达 4.36%。

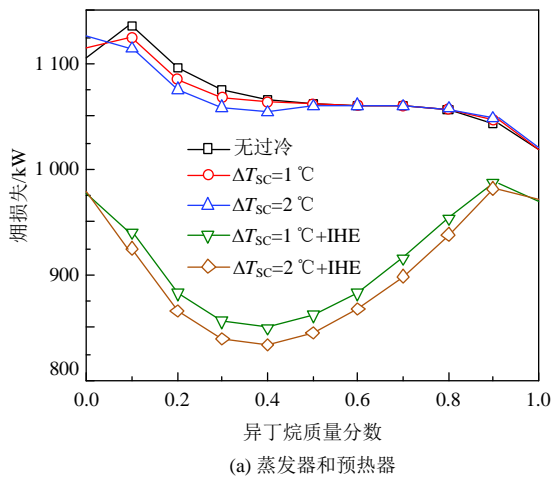
纯工质的冷凝视为等温过程,即使过冷度为 2 °C,夹点温差仍处于工质冷凝露点处,即过冷度并不影响纯工质的冷凝压力,纯工质异戊烷蒸发温度不变,膨胀机做功量不变;纯工质异丁烷蒸发温度升高,工质比焓降上升,工质流量减少,膨胀机做功量变化较小。另外,冷凝过冷度对工质泵耗功、循环水泵耗功影响较小。因此,纯工质 ORC 系统净输出功受过冷度的影响较小。

增加 IHE 后,最佳蒸发温度降低,导致膨胀机比焓降减小,但是由于工质流量增加,所以提高了系统的净输出功。当过冷度为 1 °C 时,IORC 的净输出功比 ORC 相对提高了 0.06%~0.48%;当过冷度为 2 °C 时,IORC 的净输出功比 ORC 相对提高了 0.12%~0.55%。因此,过冷度越大,IHE 对提高 ORC 系统净输出功的作用越显著。由于 IHE 没有改变纯工质异戊烷的蒸发温度,且不改变循环冷却水泵耗功,因此 IHE 不影响纯工质异戊烷的净输出功。

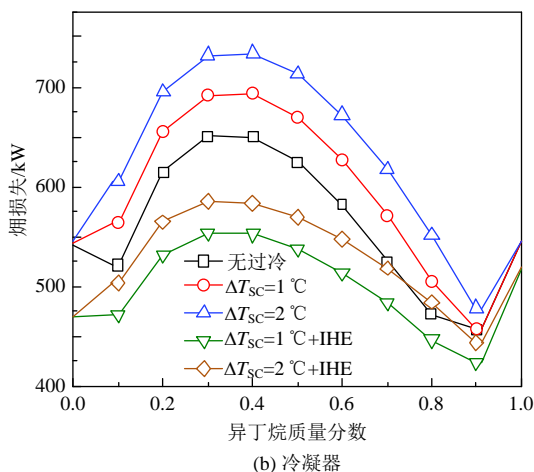
2.3 焓分析

系统关键部件的焓损失变化如图 8 所示。可以看出,随着过冷度的增加,非共沸工质的冷凝压力提高,导致释放给环境的能量品位上升,因此冷凝器的焓损失增加。当过冷度为 1 °C 时,冷凝器焓损失最多增加 45.4 kW;当过冷度为 2 °C 时,冷凝器焓损失最多增加 90.5 kW。当工质为纯异戊烷时,随着过冷度的增大,冷凝压力不变,工质的放热量增加,导致冷凝器焓损失增加;当工质为纯异丁烷时,随着过冷度的增大,冷凝压力不变,蒸发温度升高,工质流量略减小,从而

使冷凝器焓损失变化较小。对于预热器和蒸发器焓损失, 当工质为纯异戊烷时, 蒸发泡点温度不变, 过冷度的增大仅降低了地热水回注温度, 因此蒸发器换热量增加, 导致焓损失增加; 当异丁烷质量分数在 0.1~0.5 时, 随着过冷度增大, 蒸发泡点温度升高, 提高了工质的平均吸热温度, 与地热水的温度匹配性能较好, 因此降低了蒸发器的焓损失; 当异丁烷质量分数大于 0.5 时, 蒸发泡点温度随过冷度增大而升高, 工质流量减少, 工质的焓减小, 而回注温度限制为 70 °C, 地热水的焓不变, 因此蒸发器焓损失增加。



(a) 蒸发器和预热器



(b) 冷凝器

图 8 关键部件焓损失随异丁烷质量分数的变化

Fig. 8 Change of exergy destruction of key components with mass fraction of isobutane

系统采用 IHE 后, 预热器和蒸发器以及冷凝器的焓损失大大减少, 这是由于增加 IHE 后, 工质在预热器入口处的温度升高, 而在冷凝器入口处的温度下降, 从而减小了工质与冷热源间的换

热量, 降低了换热器的焓损失。对于异丁烷/异戊烷 (0.4/0.6) 混合工质, 当过冷度为 1 °C 时, 采用 IHE 后预热器和蒸发器焓损失可相对减少 20.1%; 当过冷度为 2 °C 时, 焓损失减少 20.9%。对于冷凝器, 当过冷度为 1 °C 时, 焓损失可相对减少 25%; 当过冷度为 2 °C 时, 焓损失减少 24.7%。

当非共沸工质的温度滑移较大时, 工质与地热水的温度匹配较好, 蒸发器的焓损失较小, 而由于冷却水温升设定为 5 °C, 当工质的冷凝温度滑移远大于冷却水温升时, 工质与冷却水的温度匹配较差, 所以此时冷凝器的焓损失较大。

3 结论

1) 过冷度增加, 由于夹点温差的限制, 非共沸工质的冷凝压力提高, 冷凝器的焓损失增加, 系统净输出功降低; 与混合工质相比, 纯工质冷凝压力(温度)受过冷度的影响较小, 当冷凝过冷度为 0~2 °C 时, 纯工质循环净输出功基本不变。

2) 非共沸工质异丁烷/异戊烷(0.4/0.6)冷凝滑移温度最大, 过冷度增加, 其净输出功的降低幅度最大; 异丁烷/异戊烷(0.9/0.1)冷凝滑移温度小, 其净输出功受冷凝过冷度的影响较小。

3) 采用 IHE 后, 非共沸工质的蒸发泡点温度降低, 工质流量增加, 系统净输出功提高; 当过冷度为 2 °C 时, IHE 对系统净输出功的增幅可达 0.55%; IHE 亦减少了冷凝器和预热器的焓损失, 可改善 ORC 系统的热力性能。

参考文献

- [1] 翁一武. 低品位热能转换过程及利用[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2014.
- [2] Tchanche B F, Lambrinos G, Frangoudakis A, et al. Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles: a review of various applications [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2011, 15(8): 3963-3979.
- [3] 刘强, 段远源. 背压式汽轮机组与有机朗肯循环耦合的热电联产系统[J]. 中国电机工程学报, 2013, 33(23): 29-36.
- [4] 王江江, 王壮, 杨颖, 等. 分布式冷热电联供系统集成设计与优化研究进展[J]. 分布式能源, 2017,

- 2(2): 1-10.
- [5] 鲍军江, 赵力. 非共沸工质有机朗肯循环的热力学分析[J]. 工程热物理学报, 2014, 35(8): 1479-1483.
- [6] 郭丛, 杜小泽. 地热源非共沸工质有机朗肯循环发电性能分析[J]. 中国电机工程学报, 2014, 34(32): 5701-5708.
- [7] Wu Y D, Zhu Y D, Yu L J. Thermal and economic performance analysis of zeotropic mixtures for organic Rankine cycles[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 96: 57-63.
- [8] Liu Q, Shen A J, Duan Y Y. Parametric optimization and performance analyses of geothermal organic Rankine cycles using R600a/R601a mixtures as working fluids[J]. Applied Energy, 2015, 148: 410-420.
- [9] 刘广林, 徐进良, 苗政. 地热有机朗肯循环系统混合工质优化[J]. 工程热物理学报, 2015, 36(12): 2716-2720.
- [10] Chen H J, Goswami D Y, Rahman M M, et al. A supercritical Rankine cycle using zeotropic mixture working fluids for the conversion of low-grade heat into power[J]. Energy, 2011, 36(1): 549-555.
- [11] Liu Q, Duan Y Y, Yang Z. Effect of condensation temperature glide on the performance of organic Rankine cycles with zeotropic mixture working fluids [J]. Applied Energy, 2014, 115: 394-404.
- [12] Heberle F, Preibinger M, Brüggemann D. Zeotropic mixtures as working fluids in organic Rankine cycles for low-enthalpy geothermal resources[J]. Renewable Energy, 2012, 37(1): 364-370.
- [13] Önder 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, 77: 108-117.
- [14] Zhao L, Bao J J. Thermodynamic analysis of organic Rankine cycle using zeotropic mixtures[J]. Applied Energy, 2014, 130: 748-756.
- [15] Su W, Hwang Y H, Deng S, et al. Thermodynamic performance comparison of organic Rankine cycle between zeotropic mixtures and pure fluids under open heat source[J]. Energy Conversion and Management, 2018, 165: 720-737.
- [16] Li W, Feng X, Yu L J, et al. Effects of evaporating temperature and internal heat exchanger on organic Rankine cycle[J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31(17/18): 4014-4023.
- [17] 韩中合, 范伟. 基于定热源的两种有机朗肯循环系统的经济性分析[J]. 可再生能源, 2019, 37(2): 289-296.
- [18] Lemmon E W, Huber M L, McLinden M O. NIST standard reference database 23: reference fluid thermodynamic and transport properties-REFPROP, version 9.1[DB]. Gaithersburg: National Institute of Standards and Technology, 2013.
- [19] Franco A, Villani M. Optimal design of binary cycle power plants for water-dominated, medium-temperature geothermal fields[J]. Geothermics, 2009, 38(4): 379-391.
- [20] He C, Liu C, Gao H, et al. The optimal evaporation temperature and working fluids for subcritical organic Rankine cycle[J]. Energy, 2012, 38: 136-143.

收稿日期: 2019-06-15。

作者简介:



陈然

陈然(1995), 女, 硕士研究生, 主要研究方向为地热能发电, 18810908632@163.com;



刘强

刘强(1981), 男, 博士, 副教授, 主要研究方向为可再生能源利用、热力循环和流体热物性, 本文通信作者, qliu@cup.edu.cn。

(责任编辑 尚彩娟)