

# 换热器压降对 ORC 发电系统的影响

张家琪, 张伟, 任雨, 胡开永

(中低温热能高效利用教育部重点实验室, 天津大学, 天津 300072)

**摘要:** 在考虑换热器压降及散热损失的情况下建立中低温地热驱动的有机朗肯循环(ORC)发电系统模型并通过 500 kW 示范工程进行验证。模型选取 5 种有机工质, 研究换热器压降在不同热源温度、蒸发温度和冷凝温度下对系统性能的影响。研究表明随着热源温度以及蒸发温度的升高, 压降对系统净发电量以及净发电效率的影响逐渐降低, 但随着冷凝温度的升高, 压降对系统净发电量的影响逐渐升高。其中, 采用 R227ea 的系统受换热器压降影响最小, 采用 R123 的系统受影响最大。

**关键词:** 换热器; 地热能; 发电量; 有机朗肯循环; 压降; 发电效率

**中图分类号:** TK521+.33

**文献标志码:** A

## 0 引言

目前, 节能减排成为了国家扶持发展的重点对象, 而有机朗肯循环(ORC)便是其中的热点之一。在 ORC 装机容量快速增长的情况下, 各学者对其进行大量的理论以及实验研究, 其中理论研究占 90% 以上。这些研究主要集中在工质的选择、循环的优化、余热回收、部件分析等方面<sup>[1]</sup>。其中, 利用有机工质代替水, 能有效的利用低品位热能, 所以工质的选择对 ORC 系统的发电量、发电效率的影响较大, 因此学者对其进行了广泛的研究<sup>[2-4]</sup>。此外, 郭涛等<sup>[5]</sup>将 ORC 地热发电系统与地源热泵相结合, 利用 ORC 系统中蒸发器出口的地热水作为地源热泵的热源, 研究余热回收对系统能源利用效率的影响。胡开永等<sup>[6]</sup>搭建 ORC 实验台, 研究了热源热流量、工质质量流量、热源温度以及过热度对换热效率以及蒸发器中压降的影响。对于 ORC 发电系统的工质泵、冷却塔等部件, 学者们也对其进行了大量的研究<sup>[7-10]</sup>。在对 ORC 系统的大量研究中, 大部分学者都将蒸发器和冷凝器视为等压状态, 但在实际情况中压降对系统的发电性能有一定的影响。

本文利用 EES(engineering equation solver) 建立 ORC 发电系统的模型, 并利用 500 kW 示范工程进行验证, 研究换热器压降对系统性能的影响。

## 1 ORC 发电系统改进模型

在众多对 ORC 系统的研究中, 大多数学者将蒸发器和冷凝器视为等压状态, 并忽略了换热器的散热损失。但从模拟结果与 500 kW 示范工程实验结果的对比(如表 1 所示)中得出, 存在换热器压降与散热损失的模型与实验结果更接近, 因此在模型中考虑了换热器压降与散热损失。

图 1 为传统 ORC 系统的  $T-s$  图。工质在蒸发器中吸热变为蒸汽达到状态点 1, 蒸汽进入汽轮机发电后达到状态点 2(2s), 低压蒸汽进入冷凝器被冷凝达到状态点 4, 最后工质被工质泵输送回蒸发器完成一个循环。在理想状态下, 汽轮机发电为等熵过程(1-2s), 但在实际情况下, 汽轮机的发电过程由等熵效率决定为 1-2。

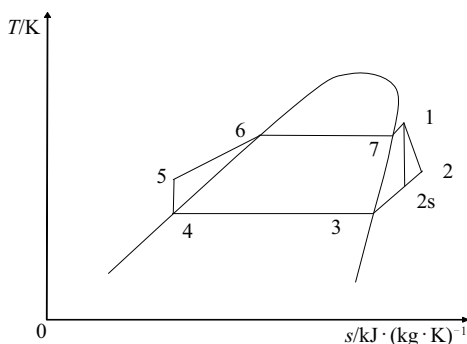


图1 ORC系统  $T-s$  图

Fig. 1  $T-s$  figure of ORC system

收稿日期: 2017-08-21

通信作者: 张伟(1976—), 男, 博士、副教授, 主要从事中低温地热发电方面的研究。zhang\_wei@tju.edu.cn

模型中选取 R123、R227ea、R245fa、R600 和 R600a 这 5 种工质,工质物性参数由 NIST REFPROP 9.0 提供。

本文利用 EES 建立传统 ORC 系统模型,其主要计算公式为:

工质在蒸发器中的吸热量:

$$m_{\text{orc}}(h_1 - h_5) = m_{\text{hw}}(h_{\text{hw},\text{in}} - h_{\text{hw},\text{out}}) = Q \quad (1)$$

汽轮机的发电量:

$$W_{\text{out}} = (h_1 - h_{2s})\eta_{\text{is}}\eta_{\text{m}}\eta_{\text{e}} \quad (2)$$

冷却系统负荷:

$$m_{\text{orc}}(h_2 - h_4) = cm_{\text{cw}}(T_{\text{cw},\text{in}} - T_{\text{cw},\text{out}}) \quad (3)$$

工质泵能耗:

$$W_{\text{orexpump}} = m_{\text{orc}}(h_5 - h_4)/\eta_{\text{orexpump}} \quad (4)$$

系统发电量以及发电效率:

$$W_{\text{net}} = W_{\text{out}} - W_{\text{orexpump}} - W_{\text{coolingpump}} - W_{\text{fan}} \quad (5)$$

$$\eta = W_{\text{net}}/Q \quad (6)$$

本文在传统 ORC 发电系统模型的基础上,根据示范工程实验台参数对蒸发器和冷凝器的压降和散热损失进行优化。其中,系统总压降(式(8))由换热器压降和连接管路压降组成,换热器压降(式(9))分为换热器管路压降(式(10))和换热器管箱压降(式(11)),连接管路压降(式(12))由管路沿程阻力和局部阻力组成。在

系统中,忽略了系统连接管路的散热损失,假设管路为绝热边界条件,系统的散热损失为换热器的散热损失。各公式中系统的设计参数如表 1 所示,具体计算公式为:

系统总压降:

$$p = \sum p_{\text{h}} + \sum p_{\text{g}} \quad (7)$$

换热器压降:

$$P_{\text{h}} = \frac{4fG \ln(\frac{\mu}{\mu_{\text{w}}})^{-0.14}}{2g\rho d} + \frac{4G^2 n}{2g\rho} \quad (8)$$

连接管路压降为:

$$p_{\text{g}} = \rho g (\lambda \frac{l}{d} + \xi) \frac{v^2}{2g} \quad (9)$$

系统的散热损失:

$$W = \frac{\pi l(t_0 - t_i)}{\frac{1}{h_i d_i} + \frac{1}{2\lambda_i} \ln\left(\frac{d_m}{d_i}\right) + \frac{1}{2\lambda_0} \ln\left(\frac{d_0}{d_m}\right) + \frac{1}{h_0 d_0}} \quad (10)$$

式(10)中换热器设计参数、连接管路、保温材料厚度以及保温层外表面传热系数等参数如表 1 所示。根据实验台具体情况,对模型进行设置。其中,换热器材料为碳钢,连接管路材料为碳钢,保温材料为聚氨酯,保温层厚度为 50 mm,换热器以及管路如管长、管径等具体参数如表 1 所示。

表 1 模型设计参数

Table 1 Parameters of model

| 项目                                     | 数值                                | 项目      | 数值                               | 阻力系数   |
|--|-----------------------------------|---------|----------------------------------|--------|
| 换热器壳侧/mm                               | $\phi 1000 \times 20 \times 6000$ |         | $\phi 108 \times 4 \times 400$   | 0.0380 |
| 换热器管侧/mm                               | $\phi 19 \times 2 \times 6000$    |         | $\phi 133 \times 4 \times 200$   | 0.0352 |
| 换热器壳程数                                 | 1                                 | 连接管路/mm | $\phi 159 \times 4 \times 200$   | 0.0332 |
| 换热器管程数                                 | 5                                 |         | $\phi 219 \times 5 \times 400$   | 0.0304 |
| 换热器管数                                  | 882                               |         | $\phi 273 \times 6.5 \times 300$ | 0.0276 |
| 保温材料厚度/mm                              | 50                                | 弯头数量/个  | 16                               | 0.3    |
| 保温材料导热系数/ $W \cdot (m \cdot K)^{-1}$   | 0.024                             | 阀门数量/个  | 15                               | 0.1    |
| 保温材料表面传热系数/ $W \cdot (m \cdot K)^{-1}$ | 0.36 <sup>[11]</sup>              | —       | —                                | —      |

注:a 表示直径×管壁厚×管长。

本文通过对模型的计算,分别得出系统存在换热器压降和散热损失与不存在换热器压降和散热损失时的发电量与发电效率并与实验结果相对比。通过研究发现,压降和散热损失对系统的影响是相对独立的。根据式(10)对散热损失进行修正,主要对压降对系统性能的影响进行计算和分析。在相同的运行工况下,模拟中无换热器压降的发电量为 174.4 kW,存在换热器压降的发电量为 142 kW,而实验中系统的平均发电量为 139.15 kW。因此可认为存在换热器压降和散热损失的

模型更准确。

## 2 模型的实验验证与分析

### 2.1 ORC 发电系统实验台

ORC 发电系统实验台位于华北油田,是中国国家高新技术研究发展计划(“863”计划):中低温地热发电热力循环系统关键技术与部件研制的主要研究内容。图 2 为华北油田 ORC 发电系统实物图。该发电系统



图2 华北油田ORC系统实物图

Fig. 2 Photos of the ORC system in Huabei oilfield

利用“863”项目的伴生地热水作为热源,选取 R245fa 作为实验工质,实验冷凝设备采用管壳式冷凝器和开式冷却塔。

## 2.2 模型和实验验证

表 2 为模拟与实验结果对比。其中,实验结果为当地热水温度 110 ℃时,地热水质量流量为 50~60 t/h,工质质量流量为 40~45 t/h 时的平均值,模拟采用与实验相同的运行参数。地热水温度为 110 ℃,地热水质量流量为 56.8 t/h,工质蒸发温度设为 72 ℃,在蒸发器出口的过热度为 5 ℃,工质冷凝温度设为 36 ℃。通过表 2 的对比可看出,相比于无换热器压降与散热损失,存在换热器压降与散热损失的 ORC 发电系统模型结果与实验结果更接近,其模拟结果更准确。

表2 模拟和实验对比

Table 2 Comparison of simulation and experiment

| 项目                            | 实验值    | 模拟值(无压降和散热损失) | 模拟值(压降和散热损失) |
|-------------------------------|--------|---------------|--------------|
| 地热水质量流量/t·h <sup>-1</sup>     | 56.8   | 56.8          | 56.8         |
| R245fa 质量流量/t·h <sup>-1</sup> | 42.71  | 46.51         | 44.93        |
| 蒸发器入口压力/MPa                   | 0.676  | 0.643         | 0.643        |
| 蒸发器出口压力/MPa                   | 0.647  | 0.643         | 0.613        |
| 蒸发器入口温度/℃                     | 35.81  | 36.32         | 36.32        |
| 冷凝器入口温度/℃                     | 52.59  | 52.33         | 56.28        |
| 冷凝器入口压力/MPa                   | 0.250  | 0.218         | 0.248        |
| 冷凝器出口压力/MPa                   | 0.222  | 0.218         | 0.218        |
| 冷却塔入口温度/℃                     | 26.47  | 20.00         | 20.00        |
| 冷却塔出口温度/℃                     | 23.67  | 23.00         | 23.00        |
| 总发电量/kW                       | 139.15 | 174.40        | 142.00       |

## 3 模拟结果分析与讨论

### 3.1 压降在不同热源温度对系统的影响

图 3 和图 4 为压降在不同热源温度对系统性能的影响。其中,热源温度为 100~150 ℃,热源质量流量为 67.5 kg/s,冷凝温度为 30 ℃,蒸发温度随热源温度的升高而升高。从图 3 和图 4 可看出,随着热源温度的升高,压降对系统净发电量和净发电效率的影响逐渐降低,而且压降对系统净发电量和净发电效率的影响相差很小。其中,采用 R123 的系统受压降的影响最大,其净发电量降低 14.7%~41.7%,净发电效率降低 14.5%~41.7%;采用 R227ea 的系统受压降影响最小,其净发电量降低 10.3%~17.2%,净发电效率降低 8.9%~17.0%;采用 R245fa、R600、R600a 的系统受压降影响,净发电量

分别降低 10.6%~27.9%、8.6%~23.0%、7.8%~19.0%,净发电效率分别降低 10.3%~27.8%、8.4%~22.9%、

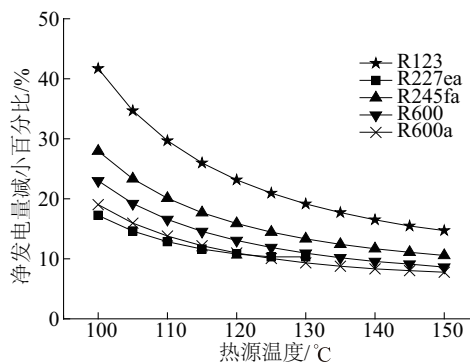


图3 不同热源温度下压降对系统发电量的影响

Fig. 3 Effect of pressure loss on system power generation under different heat source temperature

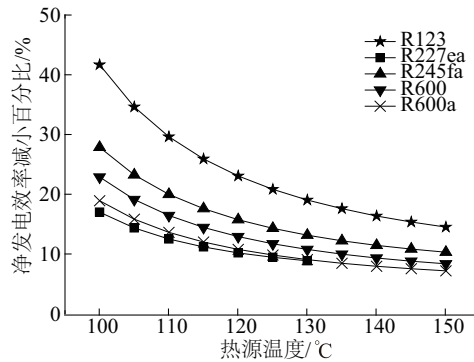


图4 不同热源温度下压降对系统发电效率的影响

Fig. 4 Effect of pressure loss on system generation efficiency under different heat source temperature

7.2%~18.9%。此外,在图3和图4中,当热源温度高于130℃时,采用R227ea工质的系统无发电量和发电效率,其原因是,当热源温度高于130℃时,超过了R227ea的临界温度,无法适用于该系统,因此R227ea适用于低温热源的ORC发电系统。

### 3.2 压降在不同蒸发、冷凝温度对系统的影响

图5和图6为在不同蒸发、冷凝温度压降对系统性能的影响。其中,热源温度为110℃,热源质量流量为67.5 kg/s,图5中蒸发温度为76~85℃,冷凝温度为30℃;图6中蒸发温度为80℃,冷凝温度为26~35℃。从图5中可看出,随着蒸发温度的升高,压降对系统净发电量的影响逐渐降低。其中,采用R123的系统受压降影响最高,其净发电量降低29.3%~32.0%,采用R227ea的系统受影响最小,其净发电量降低12.2%~14.9%,采用R245fa、R600、R600a的系统净发电量分别降低了19.9%~21.7%、16.1%~18.3%、13.2%~15.5%。从图6中可看出,随着冷凝温度的升高,压降对系统净发电量的影响逐渐增加。其中,采用R123的系统受压降

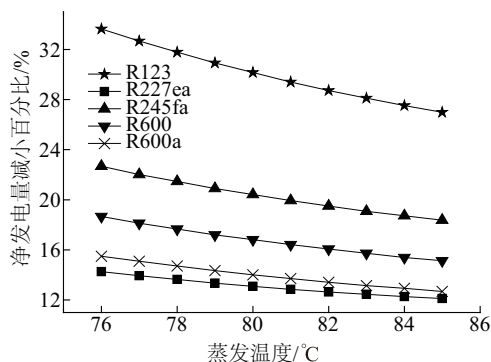


图5 在不同蒸发温度下压降对系统发电量的影响

Fig. 5 Effect of pressure loss on system power generation under different evaporation temperature

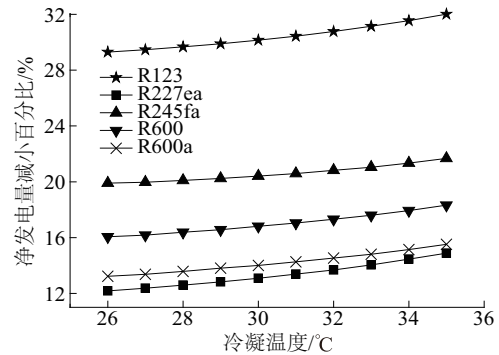


图6 不同冷凝温度下压降对系统发电量的影响

Fig. 6 Effect of pressure loss on system power generation under different condensation temperature

影响最大,其净发电量降低27.0%~33.6%,采用R227ea的系统受影响最小,其净发电量降低12.1%~14.3%,采用R245fa、R600、R600a的系统净发电量分别降低18.4%~22.7%、15.1%~18.7%、12.7%~15.5%。

## 4 结 论

建立中低温地热驱动的ORC发电系统模型并对其换热器压降和散热损失进行改进。模型结果由华北油田500 kW示范工程实验结果验证。通过研究换热器压降在不同热源温度及蒸发、冷凝温度下对系统性能的影响并得出以下结论:

1) 换热器压降和散热损失降低系统的净发电量以及净发电效率,因此在分析计算中应考虑换热器压降和散热损失。同时,换热器压降对系统的影响程度受系统运行参数如热源温度、蒸发冷凝温度的影响。随着热源温度从100℃升至150℃,换热器压降和散热损失对系统净发电量及净发电效率的影响逐渐减小。如采用R227ea的系统净发电量和净发电效率的受影响程度从17.2%降至10.3%。随着蒸发温度从76℃升至85℃,压降和散热损失对系统净发电量及净发电效率的影响逐渐减小,如采用R245fa的系统净发电量和净发电效率的受影响程度从21.7%降至19.9%。但随着冷凝温度从26℃升至35℃,压降和散热损失对系统净发电量及净发电效率的影响逐渐增大,如采用R600的系统净发电量和净发电效率的受影响程度从15.1%升至18.7%。

2) 对于5种工质,受压降和散热损失影响最大的是R123,受影响最小的是R227ea。但受工质物性的影响,在本文的研究中,R227ea仅适用于130℃以下的热源温度,不适用于中高温热源的ORC发电系统。



符号表

|                            |  |
|----------------------------|--|
| $m_{\text{orc}}$           | 工质质量流量, kg/s                             |
| $m_{\text{hw}}$            | 地热水质量流量, kg/s                            |
| $m_{\text{cw}}$            | 冷却水的质量流量                                 |
| $h_1$                      | 工质在蒸发器出口焓值, kJ/kg                        |
| $h_2$                      | 工质在冷凝器入口焓值, kJ/kg                        |
| $h_{2s}$                   | 工质在汽轮机出口焓值, kJ/kg                        |
| $h_4$                      | 工质在冷凝器出口焓值, kJ/kg                        |
| $h_5$                      | 工质在蒸发器入口焓值, kJ/kg                        |
| $h_{\text{hw},\text{in}}$  | 地热水在蒸发器入口焓值, kJ/kg                       |
| $h_{\text{w},\text{out}}$  | 地热水在蒸发器出口焓值, kJ/kg                       |
| $T_{\text{hw},\text{in}}$  | 冷却水在冷凝器入口温度, °C                          |
| $T_{\text{hw},\text{out}}$ | 冷却水在冷凝器出口温度, °C                          |
| $W_{\text{out}}$           | 系统总发电量, kW                               |
| $W_{\text{orepump}}$       | 工质泵能耗, kW                                |
| $W_{\text{fan}}$           | 风机能耗, kW                                 |
| $W_{\text{coolingpump}}$   | 冷却水泵能耗, kW                               |
| $W_{\text{net}}$           | 系统净发电量, kW                               |
| $W$                        | 散热损失量, kW                                |
| $Q$                        | 工质在蒸发器中的吸热量, kW                          |
| $\eta_{\text{is}}$         | 汽轮机等熵效率, %                               |
| $\eta_{\text{m}}$          | 汽轮机机械效率, %                               |
| $\eta_{\text{e}}$          | 汽轮机发电效率, %                               |
| $\eta_{\text{orepump}}$    | 工质泵效率, %                                 |
| $\eta$                     | 系统的发电效率, %                               |
| $c$                        | 水的比热容, J/(kg·°C)                         |
| $p$                        | 系统总压降, MPa                               |
| $p_{\text{h}}$             | 换热器总压降, MPa                              |
| $p_{\text{g}}$             | 管路总压降, MPa                               |
| $f$                        | 摩擦系数                                     |
| $G$                        | 工质质量流速, kg/(m <sup>2</sup> ·s)           |
| $l$                        | 管长, m                                    |
| $n$                        | 管程数                                      |
| $g$                        | 重力加速度, m/s <sup>2</sup>                  |
| $\rho$                     | 工质密度, kg/m <sup>3</sup>                  |
| $d$                        | 管径, m                                    |
| $\mu$                      | 工质粘度, N·s/m <sup>2</sup>                 |
| $\mu_{\text{w}}$           | 工质在管壁温度下的粘度, N·s/m <sup>2</sup>          |
| $\nu$                      | 工质流速, m/s                                |
| $\lambda$                  | 沿程损失系数                                   |
| $\xi$                      | 局部损失系数                                   |
| $h_0$                      | 保温层外表面传热系数, W/(m <sup>2</sup> ·K)        |
| $h_i$                      | 换热器壳侧流体对壳壁的表面传热系数, W/(m <sup>2</sup> ·K) |
| $\lambda_i$                | 换热器壳壁导热系数, W/(m·K)                       |
| $\lambda_0$                | 保温层导热系数, W/(m·K)                         |

 $\lambda_{\text{orc}}$  工质导热系数, W/(m·K) $d_i$  换热器壳侧内径, m $d_m$  换热器壳侧外径, m $d_0$  保温层外径, m $t_i$  壳侧流体温度, °C $t_0$  环境温度, °C

## [参考文献]

- [1] 王大彪, 段捷, 胡喙松, 等. 有机朗肯循环发电技术发展现状[J]. 节能技术, 2015, 33(3): 235-242.  
WANG D B, DUAN J, HU B S, et al. Status of organic Rankine cycle power generation technology [J]. Energy conservation technology, 2015, 33(3): 235-242.
- [2] 韩中合, 叶依林, 刘赞. 不同工质对太阳能有机朗肯循环系统性能的影响[J]. 动力工程学报, 2012, 32(3): 229-234.  
HAN Z H, YE Y L, LIU Y. Effect of working fluids on performance of solar organic Rankine cycles [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2012, 32(3): 229-234.
- [3] SALEH B, KOGLBAUER G, WENDLAND M, et al. Working fluids for low- temperature organic Rankine cycles [J]. Energy, 2007, 32(7): 1210-1221.
- [4] HETTIARACHCHI H D M, GOLUBOVIC M, WOREK W M, et al. Optimum design criteria for an organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources [J]. Energy, 2007, 32(9): 1698-1706.
- [5] GUO T, WANG H X, ZHANG S J. Selection of working fluids for a novel low-temperature geothermally-powered ORC based cogeneration system [J]. Energy conversion & management, 2011, 52(6): 2384-2391.
- [6] HU K Y, ZHU J L, LI T L, et al. Experimental investigation on characteristics of evaporator vaporization and pressure drops in an organic Rankine cycle (ORC) [J]. Energy procedia, 2015, 75: 1631-1638.
- [7] XU W C, ZHANG J Y, ZHAO L, et al. Novel experimental research on the compression process in organic Rankine cycle (ORC) [J]. Energy conversion & management, 2017, 137: 1-11.
- [8] HOOMAN K. Dry cooling towers as condensers for geothermal power plants [J]. International communications in heat & mass transfer, 2010, 37(9): 1215-1220.
- [9] PREEZ A F D, KRÖGER D G. Effect of wind on performance of a dry-cooling tower [J]. Heat recovery systems & CHP, 1993, 13(2): 139-146.

- [10] PREEZ A F D, KRÖGER D G. The effect of the heat exchanger arrangement and wind-break walls on the performance of natural draft dry-cooling towers subjected to cross-winds[J]. *Journal of wind engineering & industrial aerodynamics*, 1995, 58(3): 293-303.
- [11] 沈春林. 聚氨酯硬泡防水保温材料[M]. 北京: 中国标准出版社, 2014: 11.
- SHEN C L. Polyurethane foam waterproof insulation material[M]. Beijing: China Standards Press, 2014: 11.

## RESEARCH OF HEAT EXCHANGER PRESSURE LOSS ON ORC POWER GENERATION SYSTEMS

Zhang Jiaqi, Zhang Wei, Ren Yu, Hu Kaiyong

(Key Laboratory of Efficient Utilization of Low and Medium Grade Energy, MOE, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

**Abstract:** This paper presents a study of heat exchangers pressure and heat loss influencing on organic Rankine cycle (ORC) driven by medium and low temperature geothermal water. The model of the ORC system is established and verified by 500 kW ORC demonstration project located at Huabei Oilfield. Using five kinds of working fluids, the effect of the pressure loss on the performance of the ORC system under different heat source temperature, evaporation temperature and condensation temperature are studied. The results show that the effect of the pressure loss on the performance of the net power generation and net generation efficiency decreases with the increase of the heat source temperature and the evaporation temperature, the effect of the pressure loss on the performance of the net power generation increases with the increase of the condensation temperature. For using R227ea as the working fluids, the effect of heat exchangers pressure loss on net power generation of the system has the smallest reduction, and for using R123 as the working fluids, the effect on net power generation of the system is greatest.

**Keywords:** heat exchanger; power generation; geothermal energy; organic Rankine cycle; pressure loss; generation efficiency