

利用热能的双压有机朗肯循环性能分析

刘雪玲, 牛锦涛, 汪健生*, 苏力德, 董丽玮

(天津大学机械工程学院, 中低温热能高效利用教育部重点实验室, 天津 300350)

摘要: 根据地热利用系统回灌的要求, 对热源在系统出口处的温度进行限制, 研究了双压有机朗肯循环(DPORC)中的热量分配以及随运行时间的系统性能变化, 针对 5 种不同的有机工质进行了计算分析。研究表明: 系统热力学性能的最大值和有机工质流量的最小值在同样的 k 值(热源提供给高压循环的热量与热源为 DPORC 提供的热量比)处获得。而采用 R600 和 R245fa 系统的净输出功较大; 相比 R601, 采用 R245fa 可以将系统的净输出功提高 168.06kW (5.55%), 热效率和焓效率分别可以提高 0.70% 和 2.86%。相比于单压有机朗肯循环(SPORC), DPORC 可以有效减小系统随运行时间净输出功降低的幅度。经过 40 年的运行, 采用 R601 的系统净输出功降低幅度最低(428.11kW, 14.14%), 而采用 R600 系统的净输出功降低幅度最大(526.75kW, 16.55%)。

关键词: 有机朗肯循环; 热能; 热力学性能; 高压循环热量占比; 运行时间

0 引言

近些年来, 全球能源消耗逐渐增加, 并将在未来进一步增加。传统能源的消耗带来了大量的温室气体和污染物。因此, 开发低碳能源和可再生能源是当务之急。干热岩虽然是一种中低品位($< 350^{\circ}\text{C}$)能源, 但因其储量丰富、稳定性好、清洁度高而备受关注。2015 年, 政府部门发布的评估结果显示, 我国范围内的常规地热能资源相当丰富, 相当于 1.25 亿吨标准煤。

有机朗肯循环(ORC)发电作为一种有效利用中低品位能源的技术, 具有稳定、简单和灵活的优点。国内外学者针对单压 ORC(SPORC)系统进行了广泛的理论计算分析和实验研究, 并提出了许多提高 SPORC 系统性能的方法。双压 ORC(DPORC)系统是近些年来出现的一个新概念, 其中包括两个蒸发过程、两个膨胀过程和一个或两个冷凝过程。Wang 等人对异丁烷在 DPORC 和 SPORC 中的热力学性能和热经济性进行了研究, 发现当热源温度在 $100 \sim 177.2^{\circ}\text{C}$ 之间时, DPORC 的净输出功率大于 SPORC; 优化后的电力成本随热源温度的增加而降低。

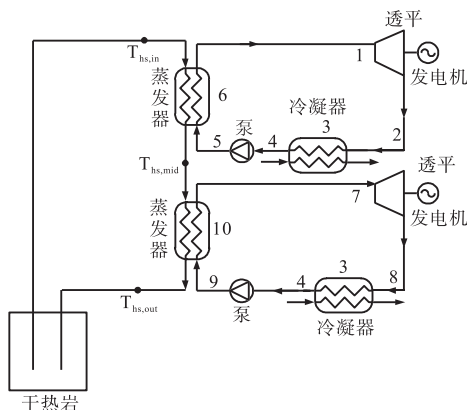
综上所述, 在开发利用中低品位能源的技术中, DPORC 是一种更加有效的方式。地下地质条件(温度、裂隙分布以及其他因素)和换热情况决

定了热源参数, 从而对地上发电系统造成影响。地质条件对热源的影响最终表现为热源的流量、温度和压力变化。系统的净输出功率和热源的流量呈正相关。但流量越大, 热源温度开始降低时间越早, 因而不利于发电系统的持久性。系统的效率和热源的流量呈正相关。而热源的流量决定了热源的状态(液相、气相或两相)。以往的研究中很少考虑热源在 ORC 系统出口的温度。然而, Ma 等人的研究发现不同的回灌温度会对生产井的温度产生影响。根据以上研究可以发现干热岩的回灌温度对生产井温度、热储变化有着决定性影响, 这种影响直接决定了干热岩的开采利用潜能。本文在上述研究的基础上, 考虑了干热岩载热流体的注入温度, 对热源在系统出口处的温度进行了限制, 选择了 5 种不同临界温度的有机工质进行热力学计算。通过研究 DPORC 中的热量分配以及 DPORC 随运行时间的性能变化, 为实现热能的高效梯级利用和从能量品位的角度进行热力循环的构建与分析提供理论参考。

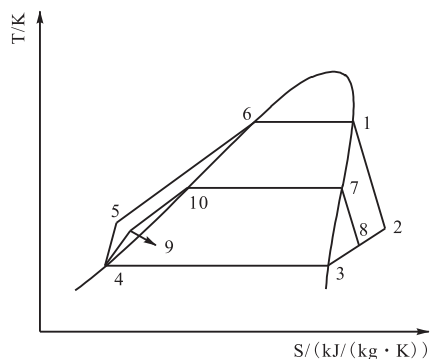
1 系统介绍

图 1 为 DPORC 的系统原理图和 $T-s$ 图。DPORC 由两个相互独立的有机朗肯循环组成, 其中图 1(a)中的 1-2-4-5-1 为高压循环, 7-8-4-9-7 为

低压循环。经过工质泵加压的有机工质在蒸发器中蒸发至饱和蒸汽,在透平中膨胀做功。从透平中出来的乏汽进入冷凝器中释放热量进行冷凝,最终通过工质泵加压,完成整个循环。由于地热水依次经过两个基本有机朗肯循环的蒸发器,DPORC中的两个 ORC 单元所对应的热源温度不同,因此两个有机朗肯循环的蒸发压力不同。



(a) DPORC 的系统原理图



(b) DPORC 的 T - s 图

图 1 DPORC 的系统原理图和 T - s 图

2 热力模型

2.1 系统边界条件及假设

为简化热力学计算,对系统作如下假设:

- (1) 系统稳定运行,忽略换热器、各部件以及系统管路在运行中的热量损失和压力损失;
- (2) 透平和工质泵的等熵效率为定值;
- (3) 换热器均为逆流换热,窄点温差为 5°C ;
- (4) 干热岩要求回灌温度为 60°C ,假设环境温度和冷却水温度为 20°C 。

亚临界的 ORC 系统中通常选择干工质或等熵工质。要求有机工质具有较低的 ODP 和 GWP。选取了 5 种有机工质。有机工质主要的热

物理性质和 DPORC 系统的边界条件分别如表 1 和表 2 所示。

表 1 有机工质主要的热物理性质

工质	临界温度	临界压力	ODP	GWP _{100yr}
R601	196.55 $^{\circ}\text{C}$	3.370MPa	0	0.1
R601a	187.20 $^{\circ}\text{C}$	3.378MPa	0	0.1
R245ca	174.42 $^{\circ}\text{C}$	3.925MPa	0	693
R245fa	154.05 $^{\circ}\text{C}$	3.651MPa	0	858
R600	151.98 $^{\circ}\text{C}$	3.796MPa	0	4

表 2 DPORC 系统的边界条件

参数	符号	值
窄点温差	T_{pp}	5°C
环境温度	T_0	20°C
冷却水温度	T_0	20°C
冷却水压力	P_{cool}	0.101MPa
透平等熵效率	η_t	0.8
工质泵等熵效率	η_p	0.7

干热岩生产井的温度与回灌水的质量流量、温度等因素有关。随着运行时间变长,干热岩生产井的温度会随着干热岩温度的降低而降低。本文采用 ZHANG 等人的相关数据,该数据是以青藏高原东北恰卜恰地区为基础研究得出的。如表 3 所示。

表 3 热源参数

回灌温度/ T_{hsout}	地热水流量/ m_{hs}	运行时间/ x	干热岩生产井温度/ T_{hsin}	热源压力/ P_{hs}
60°C	50kg/s	40 年	$T_{hsin}^{\circ}\text{C}$	0.86MPa

对文献模拟计算的结果进行了公式拟合,得到了生产井温度与运行时间的关系,拟合的 R^2 为 99.76%,能准确表达生产井温度与运行时间的关系,生产井温度随运行时间的变化如图 2 所示。

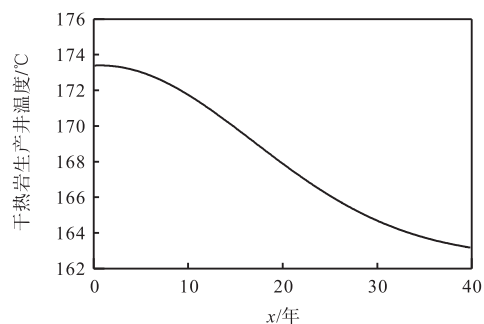


图 2 干热岩生产井温度随运行时间的变化

$$T_{hs,in} = y_0 + \frac{A}{w \cdot \sqrt{\pi/2}} \cdot e^{-2\left(\frac{x-x_c}{w}\right)^2} - 273.15$$

$$\begin{aligned} (y_0 &= 162.60236 \pm 0.21608; \\ x_c &= 0.68351 \pm 0.75213; \\ w &= 32.32025 \pm 1.52469; \\ A &= 437.21016 \pm 31.34147) \end{aligned} \quad (1)$$

2.2 热力学模型

透平膨胀做功:

$$W_{\text{tur}} = m_{\text{f,HP}}(h_1 - h_2) + m_{\text{f,LP}}(h_7 - h_8) \quad (2)$$

式中: $m_{\text{f,HP}}$ 、 $m_{\text{f,LP}}$ 为有机工质在高压和低压循环中的质量流量, kg/s; h_1 、 h_2 、 h_7 和 h_8 为图 1(b) T - s 图中所对应点的焓值, kJ/kg。

工质泵耗功:

$$W_{\text{pump}} = m_{\text{f,HP}}(h_5 - h_4) + m_{\text{f,LP}}(h_9 - h_4) \quad (3)$$

式中: h_4 、 h_5 和 h_9 为图 1(b) T - s 图中所对应点的焓值, kJ/kg。

系统净功:

$$W_{\text{net}} = W_{\text{tur}} - W_{\text{pump}} \quad (4)$$

系统热效率:

$$\eta_{\text{ORC}} = W_{\text{net}} / (m_{\text{hs}}(h_{\text{hs,in}} - h_{\text{hs,out}})) \quad (5)$$

式中: $h_{\text{hs,in}}$ 、 $h_{\text{hs,out}}$ 为系统进出口处热源的焓值, kJ/kg。

高压和低压循环中蒸发器的焓损失分别如下:

$$I_{\text{e,HP}} = m_{\text{hs}}((h_{\text{hs,in}} - h_{\text{hs,mid}}) - T_0(s_{\text{hs,in}} - s_{\text{hs,mid}})) - m_{\text{f,HP}}((h_1 - h_5) - T_0(s_1 - s_5)) \quad (6)$$

$$I_{\text{e,LP}} = m_{\text{hs}}((h_{\text{hs,mid}} - h_{\text{hs,out}}) - T_0(s_{\text{hs,mid}} - s_{\text{hs,out}})) - m_{\text{f,LP}}((h_7 - h_9) - T_0(s_7 - s_9)) \quad (7)$$

式中, $h_{\text{hs,mid}}$ 为低压循环蒸发器入口处热源的焓值, kJ/kg; s_1 、 s_5 、 s_7 和 s_9 为图 1(b) T - s 图中所对应点的熵值, kJ/(kg · K); $s_{\text{hs,in}}$ 、 $s_{\text{hs,mid}}$ 和 $s_{\text{hs,out}}$ 为热源在系统进出口处的熵值, kJ/(kg · K)。

高压循环和低压循环中透平的焓损失分别如下:

$$I_{\text{tur,HP}} = m_{\text{f,HP}}T_0(s_2 - s_1) \quad (8)$$

$$I_{\text{tur,LP}} = m_{\text{f,LP}}T_0(s_8 - s_7) \quad (9)$$

式中, s_2 和为图 1b T - s 图中所对应点的熵值, kJ/(kg · K)。

高压循环和低压循环中冷凝器的损失分别如下:

$$I_{\text{c,HP}} = m_{\text{f,HP}}((h_2 - h_4) - T_0(s_2 - s_4)) \quad (10)$$

$$I_{\text{c,LP}} = m_{\text{f,LP}}((h_8 - h_4) - T_0(s_8 - s_4)) \quad (11)$$

式中, s_4 为图 1(b) T - s 图中所对应点的熵值, kJ/(kg · K)。

高压和低压循环中工质泵的焓损失分别如下:

$$I_{\text{pump,HP}} = m_{\text{f,HP}}T_0(s_5 - s_4) \quad (12)$$

$$I_{\text{pump,LP}} = m_{\text{f,LP}}T_0(s_9 - s_4) \quad (13)$$

热源提供的总焓为:

$$E_{\text{hs,in}} = m_{\text{hs}}((h_{\text{hs,in}} - h_{\text{hs,out}}) - T_0(s_{\text{hs,in}} - s_{\text{hs,out}})) \quad (14)$$

系统焓效率为:

$$\eta_{\text{exe}} = W_{\text{net}} / E_{\text{hs,in}} \quad (15)$$

系统比功:

$$W_{\text{sw}} = W_{\text{net}} / (m_{\text{f,HP}} + m_{\text{f,LP}}) \quad (16)$$

热源提供给高压循环的热量与热源为 DPORC 提供的热量比值定义为:

$$k = \frac{Q_{\text{HP}}}{Q} = \frac{m_{\text{hs}}(h_{\text{hs,in}} - h_{\text{hs,mid}})}{m_{\text{hs}}(h_{\text{hs,in}} - h_{\text{hs,out}})} \quad (17)$$

图 3 所示为系统运行参数优化的计算流程图。通过调节热源分配给高压循环和低压循环的热量对 DPORC 进行优化计算, 得出系统的热力学性能随运行时间的变化。

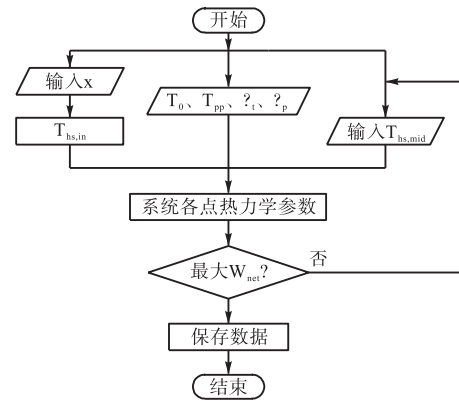


图 3 系统运行参数优化及计算流程图

2.3 模型验证

为验证本文所采用的热力学模型以及计算方法的准确性与可靠性, 本文与文献采用相同的循环结构(基本 ORC 循环)和参数进行了模型验证。循环具体参数和结果如表 4 所示, 本文计算结果与文献间偏差最大为 0.44%, 由此证明了本文所采用模型与计算方法的准确性与可靠性。

表 4 仿真结果与文献仿真结果的比较

	文献	本文	误差 (%)
有机工质	丁烷	丁烷	—
循环形式	SPORC	SPORC	—
热源温度 (°C)	145	145	—
热源流量 (kg/s)	15.951	15.951	—
冷凝温度 (°C)	25	25	—
环境温度 (°C)	20	20	—
透平的等熵效率 (%)	85	85	—
发电效率 (%)	100	100	—
泵的等熵效率 (%)	60	60	—
窄点温差 (°C)	8	8	—
蒸发温度 (°C)	85.12	85.43	0.36
透平出口温度 (°C)	40.68	40.76	0.20
透平输出功 (kW)	169.50	170.06	0.33
净输出功 (kW)	161.42	161.85	0.26
系统热效率 (%)	11.65	11.68	0.26
热源出口温度 (°C)	64.24	64.52	0.44

为了进一步验证本文所采用的热力学模型以及计算方法的准确性与可靠性,本文还分别采用循环结构和参数进行计算,并将计算结果分别与文献中的实验数据和实际运行数据进行了对比,结果分别如表 5 和表 6 所示。可以看出:与文献的实验结果相比,最大偏差为 6.98%,这是由于在理论计算中,为简化计算忽略了实际过程中的压力和热量损失,但该偏差在可接受范围之内,因此可证明本文采用计算模型和计算方法的准确性。而某些文献中的数据为德国基尔施托克 5.5MWe 双级电厂的实际运行数据。采用本文的计算模型和计算方法,通过对比可以发现,最大偏差为 8.23%,同样也在可接受的范围之内,进一步证明了本文所采用模型与计算方法的准确性与可靠性。

表 5 仿真结果与文献实验结果的比较

	文献 ^[17]	本文	误差 (%)
有机工质	R245fa	R245fa	—
循环形式	SPORC	SPORC	—
热源温度 (°C)	150	150	—
热源流量 (kg/s)	1.5	1.5	—
环境温度 (°C)	13	13	—
透平的等熵效率 (%)	76.8	80	4.17
窄点温差 (°C)	5.33	5	6.19
有机工质流量 (kg/s)	0.107	0.114	6.54
冷却水流量 (kg/s)	2.35	2.21	5.96
透平输出功 (kW)	1.72	1.84	6.98
工质泵耗功 (kW)	0.20	0.193	3.50

表 6 仿真结果与文献实验结果的比较

	文献 ^[18]	本文	误差 (%)
有机工质	R245fa	R245fa	--
循环形式	DPORC	DPORC	--
热源温度 (°C)	135.14	135.14	--
热源流量 (kg/s)	122.37	122.37	--
冷凝温度 (°C)	22.71	22.71	--
环境温度 (°C)	8.67	8.67	--
HT-ORC 工质流量 (kg/s)	99.66	107.86	8.23
HT-ORC 蒸发器出口温度 (°C)	103.79	109.26	5.27
HT-ORC 蒸发器出口压力 (MPa)	1.385	1.433	3.47
LT-ORC 工质流量 (kg/s)	57.80	61.72	6.78
LT-ORC 蒸发器出口温度 (°C)	68.72	72.21	5.08
LT-ORC 蒸发器出口压力 (MPa)	0.579	0.597	3.11
热源在 LT-ORC 蒸发器出口温度 (°C)	51.50	48.28	6.25
净输出功率 (kW)	5313.41	5578.74	4.99

3 结果与讨论

3.1 k 对双压循环热力学性能的影响

考虑了干热岩利用要求的回灌温度,选取了 5 种不同临界温度的干工质进行热力学计算。研究 DPORC 采用不同临界温度的工质在不同高压循环热量占比 (k) 的情况下净输出功、热效率、炯效率、工质流量和比功的变化情况 ($x = 1$ 年, $T_{hs,in} = 173.40^{\circ}\text{C}$)。

随着 k 的增大,热源提供给高压循环 (HP) 中的热量增加,提供给低压循环 (LP) 中的热量减少,因此高压循环和低压循环的净输出功也会因此而变化,如图 4(a) 所示。在亚临界循环中,因为临界温度的限制,所以不同有机工质的 k 取值范围不同。DPORC 净输出功为高压循环和低压循环的净输出功之和,具体变化趋势如图 4(b) 所示。不同的有机工质在不同的 k 值处取得最大的净输出功,其中 R245fa 的净输出功最大 ($k = 0.887$, $W_{\text{net}} = 3195.81\text{kW}$), R601 的净输出功最小 ($k = 0.809$, $W_{\text{net}} = 3027.75\text{kW}$)。因此相比 R601,采用 R245fa 可以将 DPORC 的净输出功提高 168.06kW (5.55%)。低临界温度的 k 取值范围较小,热源提供给高压循环的热量较多,净输出功也比较大。

DPORC 的热效率和炯效率随 k 的变化如图 4(c) 和图 4(d) 所示。热效率和炯效率的变化趋势同图 4(b) 中 DPORC 净输出功的变化趋势一致。这是因为对热源在系统出口处的温度进行了规定,热源提供的热量一定,热效率和炯效率在

DPORC 的净输出功最大时取得最大值。相比于 R601, 当系统以 R245fa 为工质时, 系统热效率可提高 0.70%, 焓效率可以提高 2.86%。

DPORC 中有机工质流量随 k 值的变化如图 4e 所示, 随 k 的增大, 在所选择的 5 种有机工质中, R601a 的流量波动最大 ($\Delta m_f = 2.28 \text{ kg/s}$, 4.35%), R600 的质量流量波动最小 ($\Delta m_f = 0.28 \text{ kg/s}$, 0.54%)。当系统以 R245ca 和 R245fa 为

工质时, 系统所需要的有机工质较多, 其他三种有机工质较少。与有机工质的自身性质有关。DPORC 的比功随 k 值的变化如图 4(f) 所示。由于随着 k 的增大, 有机工质流量的波动很小, 净输出功变化较大, 比功与净输出功的变化趋势相同。当 DPORC 取得最大净输出功时, R600 的比功最大 ($W_{sw} = 60.51 \text{ kW/(kg/s)}$), R245fa 的比功最小 ($W_{sw} = 31.83 \text{ kW/(kg/s)}$)。

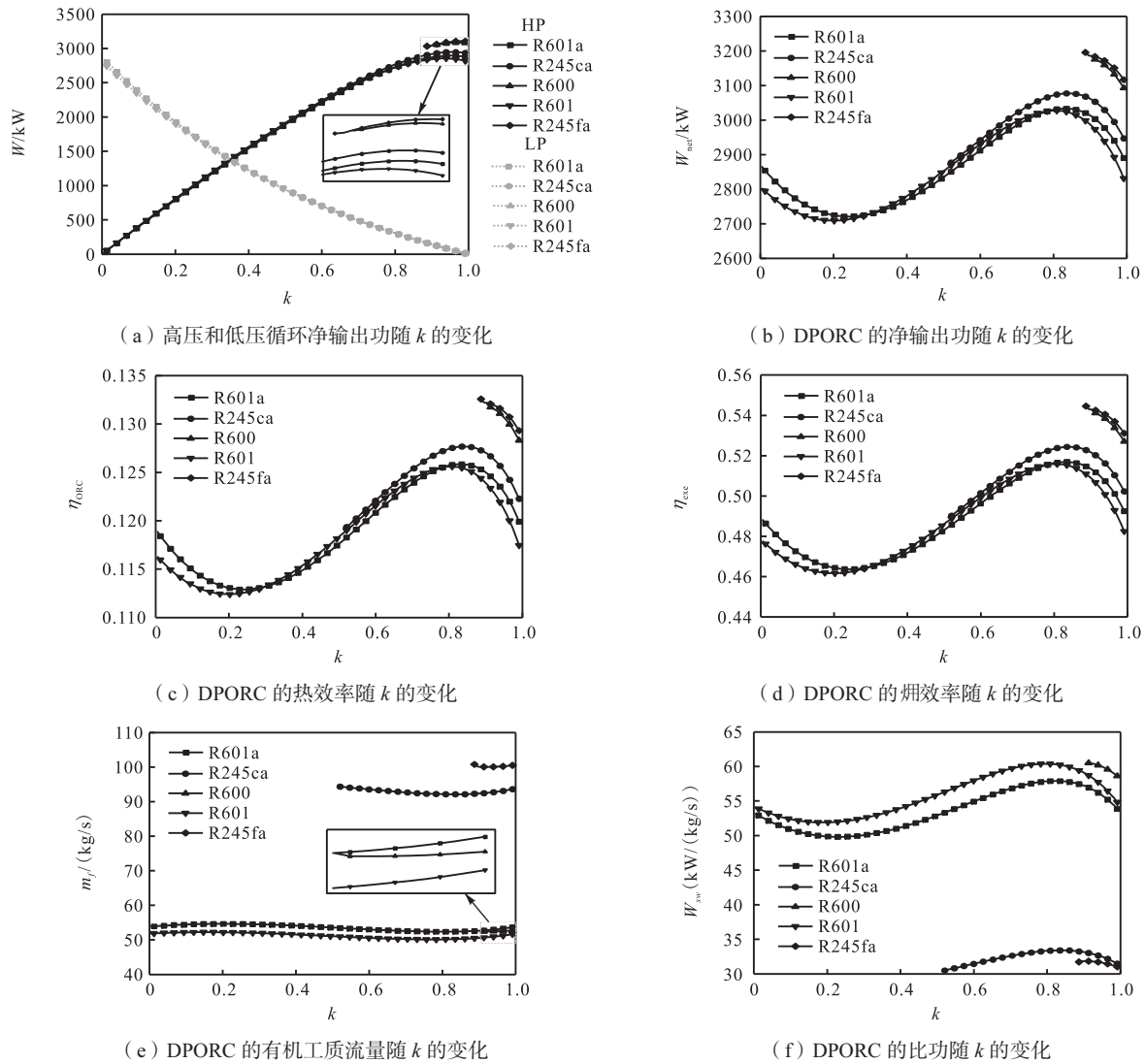


图 4 DPORC 热力学参数随 k 的变化

3.2 系统各部件焓损失比较

图 5 所示为各部件在 DPORC 取得最大净输出功时的焓损失。通过比较可以发现, 高压循环中的蒸发器、透平和冷凝器的焓损失为 DPORC 的主要焓损。这是因为系统净输出功最大时, 热源提

供热量的 80% ($k > 0.8$) 以上处于高压循环中。

3.3 系统热力学性能随运行时间的变化

DPORC 净输出功随运行时间的变化以及降低幅度如图 6 所示。随着运行时间热源温度降低, 造成系统的净输出功降低。相比于 SPORC, DPORC 可

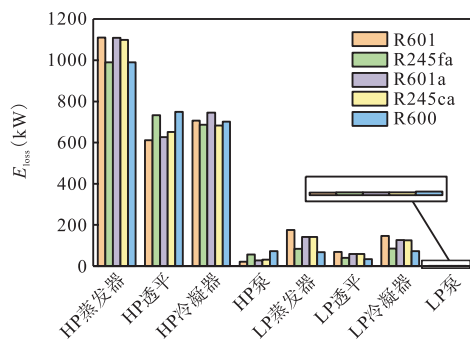
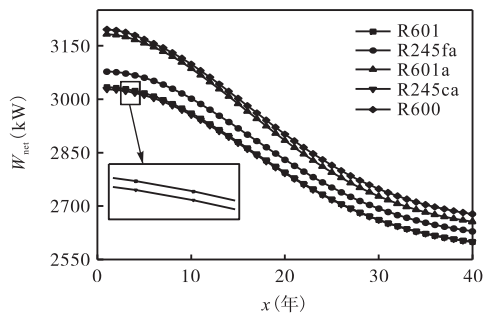
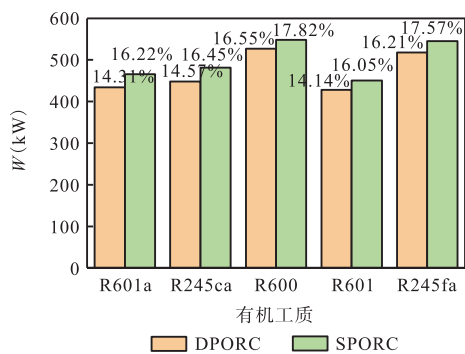


图5 系统最大净输出功时各部件焓损失比较



(a) DPORC 净输出功随运行时间的变化



(b) DPORC 和 SPORC 净输出功降低幅度和比例

图6 DPORC 净输出功随运行时间的变化以及降低幅度

以有效减小随运行时间变长净输出功降低的幅度。当 R601 作为工作流体时,系统净输出功较

低,但运行 40 年后,净输出功降低幅度最低 (428.11kW, 14.14%), R600 作为工作流体时,系统净输出较大,但运行 40 年后,净输出功降低幅度最大 (526.75kW, 16.55%)。

4 结 论

本文根据文献对热源在系统出口处的温度进行了规定,热源温度随运行时间的变化规律也采用该文献中的特定工况。基于此,选择了 5 种不同临界温度的有机工质进行热力学计算。研究了 DPORC 中的热量分配以及 DPORC 随运行时间的性能变化,得出以下结论:

1)在考虑干热岩回灌温度的前提下,系统净输出功、热效率和焓效率的最大值在同样的 k 值处取得;工质流量在最小值时,系统的净输出功、热效率、焓效率和系统比功均取得最大值。高压循环的蒸发器、透平和冷凝器中的焓损为主要焓损。

2)在所选择的 5 种有机工质中, R245fa 和 R600 的净输出功较大;与 R601 相比,采用 R245fa 可以将 DPORC 的净输出功提高 168.06 kW (5.55%),系统热效率可提高 0.70%,焓效率可以提高 2.86%。

3)相比于 SPORC, DPORC 可以有效减小随运行时间变长净输出功降低的幅度。当 R601 作为工作流体时,系统净输出功较低,但运行 40 年后,净输出功降低幅度最低 (428.11kW, 14.14%), R600 作为工作流体时,系统净输出较大,但运行 40 年后,净输出功降低幅度最大 (526.75kW, 16.55%)。

参考文献略

转自《太阳能学报》Vol43, No.9