

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.12.052

# 带有前置泵的有机朗肯循环实验\*

杨绪飞 徐进良 戚凤亮 邹景煌

(华北电力大学低品位能源多相流与传热北京市重点实验室,北京 102206)

**摘要:**针对基本有机朗肯循环(B-ORC)在运行时工质泵易发生气蚀,提出了带有前置泵的有机朗肯循环(BP-ORC),并建立了实验装置。采用不锈钢磁力泵作为前置泵,安装于工质泵与储液罐之间,用于提升工质泵入口压力,从而确保工质泵入口有足够的气蚀余量。采用三氟二氯乙烷(R123)作为循环工质,在140℃热源条件下进行实验,对比了B-ORC和BP-ORC系统运行的稳定性和高效性。实验结果表明,前置泵可有效解决工质泵气蚀问题,使得有机工质流量不发生显著偏离和剧烈波动,工质流量波动幅值从 $\pm 22$  kg/h下降至 $\pm 2.1$  kg/h。相同条件下BP-ORC膨胀机输出轴功增大,当工质泵频率 $f$ 为7 Hz时,膨胀机最大轴功从2.11 kW提升至2.35 kW,增幅为11.4%。本实验中前置泵功耗为0.3 kW,当不考虑前置泵自身功耗时,系统输出净功和热效率都明显提升,最大热效率从5.78%升至6.16%;计入前置泵功耗时,系统最大热效率则降至5.27%。

**关键词:**前置泵 气蚀 气蚀余量 稳定性 效率 有机朗肯循环 实验

**中图分类号:**TK11\*5 **文献标识码:**A **文章编号:**1000-1298(2015)12-0385-06

## Experiment on Organic Rankine Cycle Performance with Booster Pump

Yang Xufei Xu Jinliang Qi Fengliang Zou Jinghuang

(Beijing Key Laboratory of Multiphase Flow and Heat Transfer for Low Grade Energy,  
North China Electric Power University, Beijing 102206, China)

**Abstract:** Organic Rankine cycle (ORC) is a promising approach to utilize the low grade heat sources. For basic organic Rankine cycle (B-ORC), working fluid circulating pump is one of the main components with low efficiency and suffering cavitation problem. To improve the situation, organic Rankine cycle with booster pump (BP-ORC) was proposed, and an experimental setup was constructed. A stainless steel magnetic drive pump was used as booster pump which was installed between circulating pump and reservoir. Dichlorotrifluoroethane (R123) was selected as working fluid, and a scroll expander was used to produce shaft work. At the heat source temperature of 140℃, comparative experiment was organized to compare the stabilization and effectiveness between B-ORC and BP-ORC. The results showed that booster pump can overcome the cavitation of circulating pump effectively, resolve the deviation of working fluid mass flow rate obviously, and reduce the scale of oscillation of mass flow rate at the same time. The intension of oscillation was reduced from  $\pm 22$  kg/h to  $\pm 2.1$  kg/h. The maximum shaft power of expander was raised from 2.11 kW to 2.35 kW when the frequency of circulating pump was 7 Hz. The power consumption of booster pump was about 0.3 kW. Net thermal efficiency was raised from 5.78% to 6.16% when the booster pump consuming power was ignored, while it was fallen to 5.27% when the booster pump consuming power was considered. The results identified that the reasonable selection of booster pump is necessary.

**Key words:** Booster pump Cavitation Net positive suction head Stability Efficiency Organic Rankine cycle Experiment

收稿日期:2015-09-15 修回日期:2015-10-15

\*国家自然科学基金国际合作与交流资助项目(51210011)和中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(2014XS49,2015QN15)

作者简介:杨绪飞,博士生,主要从事低品位热源利用技术研究,E-mail: yxf@ncepu.edu.cn

通讯作者:徐进良,教授,博士生导师,主要从事多相流传热和低品位热源利用技术研究,E-mail: xjl@ncepu.edu.cn

## 引言

有机朗肯循环(Organic Rankine cycle, ORC)是极具前景的低品位热源利用技术之一,被广泛应用于工业余热<sup>[1-3]</sup>、发动机排气余热<sup>[4-7]</sup>、地热<sup>[8-10]</sup>、太阳能<sup>[11-13]</sup>等低品位热源的开发利用。由于适用于ORC热功转换的有机工质具有沸点低、气化潜热小等特点,使得工质泵在泵送液态有机工质的过程中极易发生气蚀,对ORC系统正常运行造成不利影响。然而,当前有关于ORC工质泵的相关报道<sup>[14-19]</sup>非常有限,提及工质泵气蚀的研究报道则更为少见。

在泵送液体的过程中,需极力避免泵发生气蚀。因为气蚀会使泵运行效率下降、使用寿命缩短,还会影响工质流量特性,降低系统运行的稳定性和安全性。防止泵发生气蚀关键是泵入口的气蚀余量(Net positive suction head, NPSH)大于该泵的必要气蚀余量(Net positive suction head required, NPSH<sub>R</sub>)<sup>[14]</sup>。提升泵入口气蚀余量(NPSH)的方法主要有:①合理设计泵入口管路和储液罐安装高度。②升高泵入口工质压力。③降低泵入口工质温度。其中,降低泵入口工质温度,需附加一整套制冷系统,因而可行性较差。合理设计泵入口管路和储液罐安装高度是最常见的手段<sup>[20-22]</sup>。对于ORC热功转换系统,升高储液罐安装高度的方法则并不适用<sup>[23-26]</sup>。杨绪飞等<sup>[23,25-26]</sup>实验表明,为使得有机工质R123流量稳定,工质泵入口过冷度需大于临界过冷度(21℃),对应的气蚀余量需大于7.3 m。Dumont等<sup>[24]</sup>采用R134a开展实验,工质泵入口需保持10℃的过冷度,以维持10 m的气蚀余量,以确保工质流量不发生显著偏离。不难看出,7~10 m的储液罐安装高度,对于小型ORC机组不具可行性。李晶<sup>[27]</sup>在实验中发生因工质泵气蚀而导致断流现象,通过对多级泵中间进行排气增压得到改善,但该方法并不适用于容积式泵<sup>[26]</sup>。

针对当前基本的有机朗肯循环(Basic organic Rankine cycle, B-ORC)系统在实际运行中工质泵容易发生气蚀问题,本文提出带有增压泵的有机朗肯循环(Organic Rankine cycle with booster pump, BP-ORC),通过在工质泵与储液罐之间安装前置泵,在不增加冷凝压力的情况下,使得工质泵入口有足够的过冷度保证气蚀余量(NPSH)。

## 1 实验装置和方法

### 1.1 带有前置泵的ORC工作原理

基本有机朗肯循环(B-ORC)工作原理如图1所示,由4个基本热力学过程组成。1-2过程为有机蒸汽在膨胀机内膨胀做功过程,实现热功转换;

2-3过程为乏汽在冷凝器内定压冷却过程,将气态工质冷凝为过冷液体;3-4过程为有机工质在工质泵内增压过程;4-1过程为等压加热过程,液态有机工质被热源介质加热为过热蒸汽。在3-4过程中,若当工质泵入口过冷度 $T_{sub,3}$ 不高于某临界值,即对应泵在该系统的必要气蚀余量 $NPSH_R$ ,则可避免工质泵发生气蚀<sup>[24]</sup>。

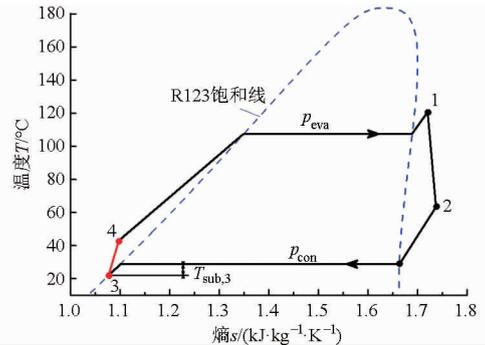


图1 基本ORC工作原理

Fig. 1 Working principle of basic ORC (B-ORC)

为保证NPSH大于 $NPSH_R$ ,可通过多种方法实现。然而,对于小型ORC机组却难以实施:①7.3~10 m的储液罐安装高度,在空间布置上不可行<sup>[24-25]</sup>。②直接增压会导致冷凝压力升高,系统热力学性能下降<sup>[26]</sup>。③泵入口温度受限于环境温度,可调范围非常有限。对此,本文提出了带前置泵的ORC系统,在不影响ORC结构布置、不增加冷凝压力的前提下,实现增大工质泵的NPSH。

带前置泵的有机朗肯循环(BP-ORC)系统工作原理如图2所示,即在工质泵入口前串联一台增压泵,将工质泵入口压力从 $p_{con}$ 增加至 $p_b$ ,对应工质泵入口过冷度从 $T_{sub,3}$ 增加至 $T_{sub,4}$ ,以确保工质泵入口有足够的气蚀余量。当2台泵的效率相等时,BP-ORC与B-ORC的理论功耗相等。理想的前置泵需具有气蚀余量小、流量大、扬程低等特性。

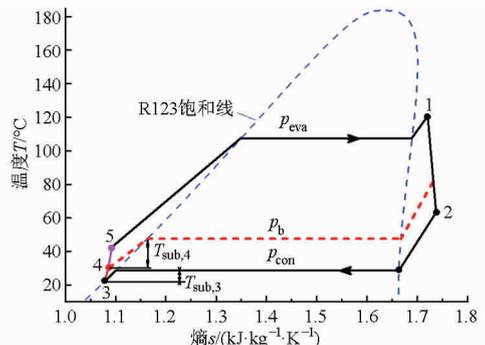


图2 带前置泵ORC工作原理

Fig. 2 Working principle of ORC with booster pump (BP-ORC)

对照图2中热力学过程,可得到有机工质在蒸发器内吸热量为

$$Q_t = m_r(h_1 - h_5) \quad (1)$$

式中  $Q_t$ ——工质在蒸发器内吸热量  
 $m_r$ ——工质质量流量  
 $h_1$ ——蒸发器出口工质焓  
 $h_5$ ——蒸发器入口工质焓

ORC 系统输出净功为

$$W_{net} = W_{exp} - W_p \quad (2)$$

式中  $W_{net}$ ——系统输出净功  
 $W_{exp}$ ——膨胀机轴功  
 $W_p$ ——工质泵功耗

综上,可得到 ORC 系统热效率

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_t} \times 100\% \quad (3)$$

### 1.2 BP-ORC 实验装置

建立了完整的 ORC 实验平台,包括工质回路、导热油回路、冷却水回路以及润滑油回路<sup>[26]</sup>。其中,工质回路主要由蒸发器、膨胀机、冷凝器和工质泵组成,以及储液罐、阀门、过滤器等必要的辅助部件。导热油回路采用电加热导热油锅炉模拟中低温热源,在蒸发器内将液态有机工质加热为蒸汽。冷却水回路在冷凝器将膨胀机排出乏汽冷凝为液体,主要设备是闭式冷却塔。润滑油回路通过齿轮泵泵送润滑油,对膨胀机进行润滑、密封和冷却。在此基础上,根据图 2 的工作原理,在工质泵前串联一台前置泵为工质泵增压,构成带有前置泵的 ORC 系统 (BP-ORC),如图 3 所示。

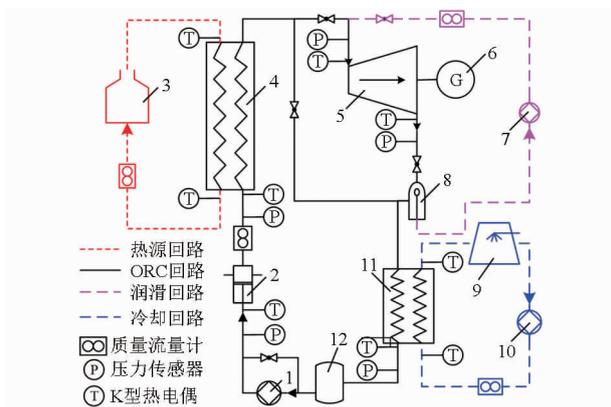


图 3 BP-ORC 实验系统

Fig. 3 Developed experimental system of BP-ORC

1. 前置泵 2. 工质泵 3. 电加热导热油锅炉 4. 蒸发器 5. 涡旋膨胀机 6. 交流测功机 7. 润滑油泵 8. 油气分离器 9. 闭式冷却塔 10. 循环水泵 11. 冷凝器 12. 工质储液罐

工质泵是 ORC 系统的重要部件之一,泵的类型对系统性能有重要影响<sup>[26]</sup>。本 ORC 实验系统所选用的工质泵为三柱塞电动往复泵,具有以下优点:  
 ①与单柱塞的隔膜泵相比,工质流量更加稳定(特别是在低转速下更为突出),没有明显的流量波动。

②与多级离心泵相比,工质流量与压力不存在强相关的耦合关系,易于调节系统运行参数,且泵实际运行效率远高于现有文献报道水平<sup>[16]</sup>。但本实验系统的三柱塞泵入口必要的气蚀余量(NPSH<sub>R</sub>)较大,为 7.3 m,对应的工质泵入口过冷度高达 21℃<sup>[25-26]</sup>,导致 ORC 系统的稳定性和高效性得不到协同。本文所选用的前置泵为不锈钢磁力屏蔽泵,具有良好的密封和防腐蚀性能。工质泵和前置泵实物如图 4 所示,相应的额定参数详见表 1。



(a)



(b)

图 4 工质泵和前置泵照片

Fig. 4 Photos of working fluid circulating pump and booster pump

(a) 工质泵(三柱塞电动往复泵) (b) 前置泵(不锈钢磁力泵)

表 1 泵主要参数

Tab. 1 Major parameters of pumps

名称	参数	数值
三柱塞电动往复泵	额定流量/(m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> )	2.5
	额定排出压力/MPa	6.3
	额定功耗/kW	7.5
	额定转速/(r·min <sup>-1</sup> )	720
	额定频率/Hz	50
不锈钢磁力泵	额定流量/(m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> )	1.44
	额定扬程/m	40
	额定功耗/kW	2.2
	额定转速/(r·min <sup>-1</sup> )	2 840
	额定频率/Hz	50

前期实验中存在冷凝压力偏高的问题<sup>[23]</sup>。因储液罐顶部富集非凝性气体导致冷凝压力偏高,以致膨胀机背压较高,输出功偏小。与此同时,较高的冷凝压力造成蒸发器和冷凝器的换热负荷增加,系统的整体性能进一步下降。当工质储液罐内的非凝

性气体(主要是空气)质量一定时,增大储液罐气相容容积可降低非凝性气体的分压,从而可有效降低工质的冷凝压力,同时也减小了膨胀机背压。故将原有的10 L小储液罐更换为100 L的大储液罐,以降低非凝性气体的影响。储液罐内径从139 mm增至384 mm,储液罐底面积增大,从而减小了不同工况下因工质液位变化对冷凝压力的影响。

实验中采用安捷伦34970A型数据采集单元实时采集温度、压力及质量流量等参数,测点的位置如图3所示。此外,采用交流测功机测定膨胀机的转矩和转速,从而获得膨胀机输出轴功为

$$W_{\text{exp}} = \frac{\pi}{30} M_{\text{exp}} n_{\text{exp}} \quad (4)$$

式中  $M_{\text{exp}}$ ——膨胀机转矩  $n_{\text{exp}}$ ——膨胀机转速  
实验中所采用传感器的型号和精度如表2所示。根据误差合成方法有

$$\Delta Y = \sqrt{\left(\frac{\partial Y}{\partial X_1} \Delta X_1\right)^2 + \left(\frac{\partial Y}{\partial X_2} \Delta X_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial Y}{\partial X_i} \Delta X_i\right)^2} \quad (5)$$

式中  $\Delta Y$ ——间接测量物理量  $Y$  的合成误差  
 $\Delta X_i$ ——直接测量物理量  $X$  的绝对误差  
间接测量物理量  $Y$  的相对偏差为

$$\varepsilon_Y = \frac{\Delta Y}{Y} \times 100\% \quad (6)$$

根据式(5)和式(6),计算得到有机工质焓的不确定为0.6%。

表2 主要测量设备型号及精度

Tab.2 Major parameters, instruments and accuracies

测量设备	型号	精度/%
K型热电偶	WRNK-191	±0.5
压力变送器	罗斯蒙特3051	0.1
科氏流量计	DMF-1-5-A	0.2
转速转矩仪	JN-338-100A	0.1

### 1.3 实验工况

如表3所示,本文共讨论4组实验工况。工况组1和工况组2为B-ORC系统的实验工况<sup>[25-26]</sup>,作为对比工况。工况组3和工况组4为BP-ORC系统的实验工况,实验操作条件与前两组工况一一对应,以便于开展对比分析。

在具体实验操作中,先开启冷却水回路,设定冷却水流量为(1 765 ± 20) kg/h,同时启动电加热导热油锅炉,将蒸发器入口导热油温度逐步升至140℃,设定导热油流量为(2 100 ± 20) kg/h。调节工质泵频率,待蒸发器出口有过热蒸汽时关闭膨胀机旁路,同时打开膨胀机进出口阀门,紧接着启动润滑油泵。通过调节交流测功机转矩百分比,控制膨胀机转速。在

转矩调节过程中,以交流测功机额定转矩(70.24 N·m)的10%或5%为步长递增。4组工况的初始工况为交流测功机额定转矩的10%,对应膨胀机转矩为4.7~4.8 N·m。完成一组工况后,将转矩缓慢降至初始值,再改变工质泵频率  $f$ ,进行下一组实验。

表3 实验工况

Tab.3 Experimental operating conditions

工况组	工质泵	膨胀机转矩	增压泵频率	储液罐	备注
	频率 $f$ /Hz	$M_{\text{exp}}/(\text{N}\cdot\text{m})$	$f_b$ /Hz	容积 V/L	
1	7	4.7~26.0	N/A	10	B-ORC
2	8	4.7~26.0	N/A	10	B-ORC
3	7	4.8~26.0	18	100	BP-ORC
4	8	4.8~17.2	18	100	BP-ORC

## 2 结果和讨论

### 2.1 工质泵运行性能

工质泵发生气蚀后的一个重要影响就是造成泵送流量下降<sup>[23-27]</sup>。因此,通过对比工质流量特性,考察BP-ORC系统的工质泵运行性能。即在相同的实验条件下,对比有、无前置泵时工质流量的稳态特性和瞬态特性,如图5所示。

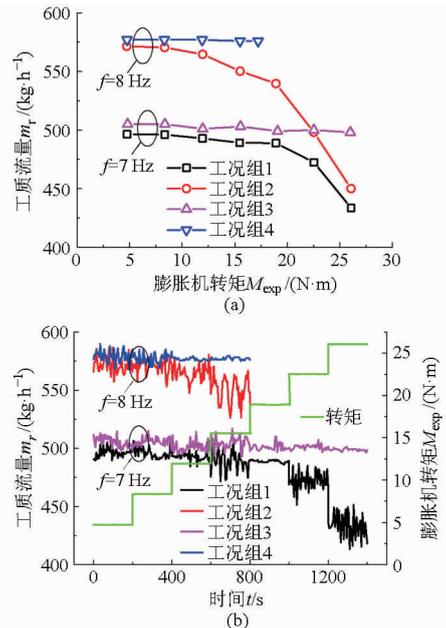


图5 工质流量特性

Fig.5 Working fluid mass flow rate performance

(a) 稳态特性 (b) 瞬态特性

图5a为工质流量稳态特性比较。对于B-ORC(工况组1和工况组2),固定工质泵频率  $f$ ,随着膨胀机转矩增大,工质流量呈逐渐减小趋势。膨胀机转矩越大,工质流量下降越迅速。对于BP-ORC(工况组3和工况组4),前置泵工作频率为18 Hz。固定工质泵频率  $f$ ,随着膨胀机转矩的增大,工质流量基本恒定,分别为(501.6 ± 3.6) kg/h和(576.6 ±

0.6) kg/h。工质流量仅随工质泵频率变化,工质流量的可调节性得到极大改善。

图 5b 为工质流量瞬态特性比较。图中曲线为每个工况稳定后 200 s 内的工质瞬时流量曲线。BP-ORC 与 B-ORC 相比,不仅工质流量时均值不发生偏离,且工质流量瞬时值的波动幅值显著降低。以工质泵频率  $f = 8 \text{ Hz}$ 、膨胀机转矩  $M_{\text{exp}} = 15.52 \text{ N}\cdot\text{m}$  为例进行对比分析。对于 B-ORC (工况组 2),无前置泵,工质流量  $m_r$  为  $(550.3 \pm 22) \text{ kg/h}$ 。对于 BP-ORC (工况组 4),带有前置泵,工质流量  $m_r$  为  $(577.1 \pm 2.1) \text{ kg/h}$ 。显然,带有前置泵时工质流量波动小,使得 ORC 系统运行更为稳定和安全。

工质流量特性主要受工质泵入口气蚀余量 (NPSH) 的影响。图 6 为工质泵气蚀余量与工质流量之间的关系。存在临界 NPSH,即工质泵的在实验条件下的  $\text{NPSH}_R$ ,可作为判定工质流量是否发生偏离和波动的判据。当 NPSH 小于  $\text{NPSH}_R$ ,工质泵发生气蚀,导致工质泵容积效率下降,工质流量迅速降低<sup>[26]</sup>;而当 NPSH 大于  $\text{NPSH}_R$ ,工质流量基本恒定不变。对于本实验系统所采用的三柱塞泵的 B-ORC 系统,得到  $\text{NPSH}_R$  为 7.3 m。对于 BP-ORC 系统 (工况组 3 和工况组 4),通过变频器调节前置泵转速,从而增大工质泵入口压力和过冷度,可将工质泵入口 NPSH 维持在较高的水平,从而有效避免了工质泵发生气蚀现象。

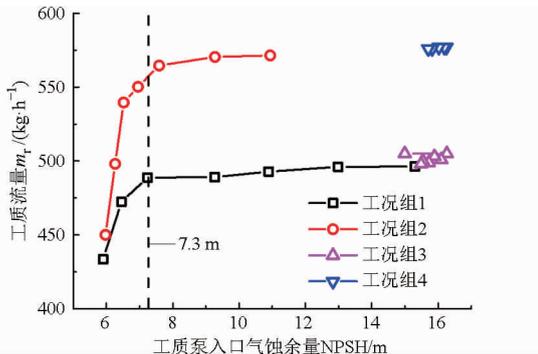


图 6 工质流量随工质泵入口气蚀余量的变化曲线

Fig. 6 Changing curves of working fluid mass flow rate versus feed pump inlet NPSH

## 2.2 ORC 系统运行性能

分析前置泵对 ORC 系统运行性能的影响,通过对比工况组 1 和工况组 3,考察膨胀机输出功和系统热效率。如图 7 所示,在相同条件下,带有前置泵的 ORC 系统,膨胀机轴功增大约 0.2 kW。其中,最大轴功从 2.11 kW 增加至 2.35 kW,增大 0.24 kW,增幅为 11.4%。结合图 5a,对应工况下工质流量分别为 489 kg/h 和 499 kg/h,工质流量增幅仅为 2%。由此可见,工质流量增加只是膨胀机轴功增大的部

分因素。BP-ORC 与 B-ORC 相比,膨胀机的实际运行性能有所提升。分析其可能的原因有:①工质流量稳定后,膨胀机运行更平稳,膨胀机运行效率提高。②储液罐增大使得冷凝压力下降,膨胀机背压也相应降低,膨胀机进出口压比升高,膨胀机输出轴功增大。

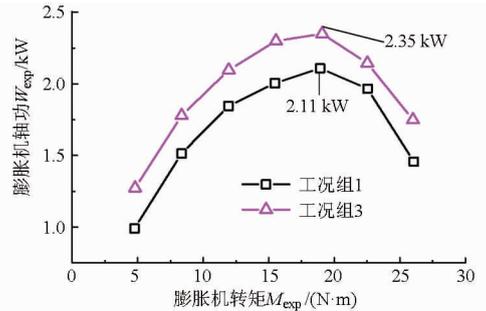


图 7 膨胀机输出轴功随转矩的变化曲线

Fig. 7 Changing curves of expander shaft power versus expander torque

此外,对比实验数据还发现,BP-ORC 与 B-ORC 工质泵功耗几乎相等。如图 8 所示,当忽略增压泵功耗时,ORC 系统的净输出功率增大约 0.2 kW。ORC 系统最大净功由 1.85 kW 增加为 2.08 kW,相对提高 12.4%。

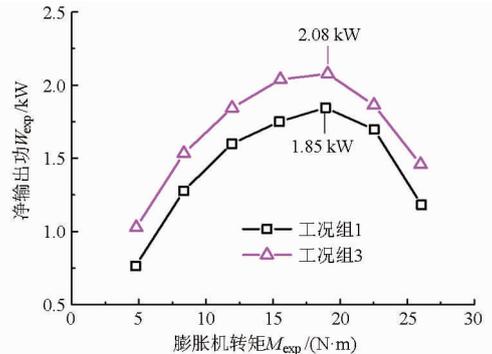


图 8 系统净输出功率随转矩的变化曲线

Fig. 8 Changing curves of net output power versus expander torque

为全面考察增压泵对 ORC 系统性能的影响,分为 2 种情况展开讨论,如图 9 所示。①忽略前置泵

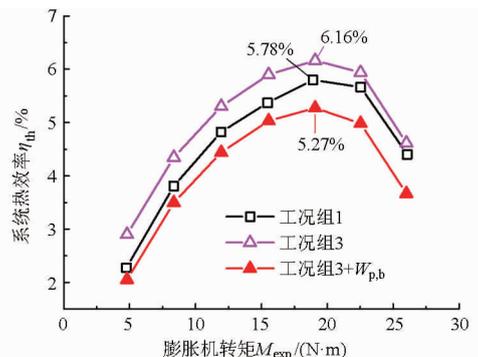


图 9 系统热效率随膨胀机转矩的变化曲线

Fig. 9 Changing curves of thermal efficiency versus expander torque

功耗  $W_{p,b}$ , 考察增加前置泵对 ORC 系统原有部件的运行性能影响。安装前置泵后, 任意工况下的系统热效率都较之前有所升高。最大热效率从 5.78% 升至 6.16%。结合图 7 和图 8 可知, 系统效率升高主要得益于膨胀机输出轴功增大。②考虑前置泵功耗  $W_{p,b}$ , 将其作为泵功耗的组成部分。照这样计算, 安装前置泵后系统热效率反而降低, 系统最大热效率从 5.78% 降为 5.27%。原因在于所选用的前置泵运行效率过低造成的。在最大效率工况下, 工质泵消耗 0.27 kW 电功, 将工质从 227.3 kPa 增压至 986.7 kPa, 工质升压 759.4 kPa。而前置泵消耗 0.3 kW 电功, 将工质压力从 133.4 kPa 增压至 227.3 kPa, 工质升压仅为 93.9 kPa。增压泵功耗与工质泵功耗相当, 而工质被提升的压力则只有工质泵的 1/8。这表明, 前置泵的实际运行效率会影响到系统的热效率是否真正得到提高。因此, 在后续研究中, 需对前置泵进行合理选型, 才能在消除工质泵气蚀的同时, 使得系统热效率升高, 净输出功增大。

### 3 结论

(1) 提出并建立了带前置泵的 ORC 发电系统, 采用不锈钢磁力泵作为 ORC 系统前置泵, R123 作为循环工质, 在 140℃ 热源下进行对比实验。

(2) BP-ORC 与 B-ORC 相比, 系统运行更为稳定和安全。前置泵可有效消除工质泵气蚀, 能在多种工况下有效维持工质流量稳定, 不发生明显的偏离和剧烈的波动。

(3) BP-ORC 与 B-ORC 相比, 膨胀机运行更为高效。在相同实验条件下, 膨胀机最大输出轴功从 2.11 kW 增至 2.35 kW, 提高了 11.4%。当不考虑前置泵功耗时, 系统的净输出功和热效率均得到提高。

(4) 前置泵选型至关重要, 其实际运行性能对 BP-ORC 系统热效率有重要影响。本文所用不锈钢磁力泵作为前置泵的功耗约为 0.3 kW, 运行效率偏低。当考虑前置泵功耗时, BP-ORC 与 B-ORC 相比, 系统热效率有所降低。

### 参 考 文 献

- 1 Quoilin S, Aumann R, Grill A, et al. Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery organic Rankine cycles [J]. *Applied Energy*, 2011, 88(6): 2183 - 2190.
- 2 Zhou N J, Wang X Y, Chen Z, et al. Experimental study on organic Rankine cycle for waste heat recovery from low-temperature flue gas [J]. *Energy*, 2013, 55(1): 216 - 225.
- 3 Xu J L, Liu C. Effect of the critical temperature of organic fluids on supercritical pressure organic Rankine cycles [J]. *Energy*, 2013, 63(1): 109 - 122.
- 4 杨凯, 张红光, 张建, 等. 变工况柴油机余热回收系统中混合工质模拟研究 [J]. *农业机械学报*, 2013, 44(7): 39 - 44.  
Yang Kai, Zhang Hongguang, Zhang Jian, et al. Simulations of mixed refrigerant for diesel engine waste heat recovery system under variable conditions [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2013, 44(7): 39 - 44. (in Chinese)
- 5 张红光, 张建, 杨凯, 等. 柴油机全工况下抽气回热式有机朗肯循环系统分析 [J]. *农业机械学报*, 2014, 45(7): 19 - 26.  
Zhang Hongguang, Zhang Jian, Yang Kai, et al. Performance of regenerative organic Rankine cycle over whole operating range of diesel engine [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2014, 45(7): 19 - 26. (in Chinese)
- 6 涂鸣, 李刚炎, 胡剑. 不同工况柴油机排气余热回收系统试验与仿真 [J]. *农业机械学报*, 2014, 45(2): 1 - 5.  
Tu Ming, Li Gangyan, Hu Jian. Experiment and simulation of diesel engine exhaust heat recovery system under variable conditions [J]. *Transaction of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2014, 45(2): 1 - 5. (in Chinese)
- 7 Zhang Y Q, Wu Y T, Xia G D, et al. Development and experimental study on organic Rankine cycle system with single-screw expander for waste heat recovery from exhaust of diesel engine [J]. *Energy*, 2014, 77: 499 - 508.
- 8 Hettiarachchia H D M, Golubovica 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.
- 9 Guo T, Wang H X, Zhang S J. Fluids and parameters optimization for a novel cogeneration system driven by low-temperature geothermal sources [J]. *Energy*, 2011, 36(5): 2639 - 2649.
- 10 Liu Q, Duan Y Y, Yang Z. Performance analyses of geothermal organic Rankine cycles with selected hydrocarbon working fluids [J]. *Energy*, 2013, 63(1): 123 - 132.
- 11 Wang X D, Zhao L, Wang J L, et al. Performance evaluation of a low-temperature solar Rankine cycle system utilizing R245fa [J]. *Solar Energy*, 2010, 84(3): 353 - 364.
- 12 Manolakos D, Papadakis G, Kyritsis S, et al. Experimental evaluation of an autonomous low-temperature solar Rankine cycle system for reverse osmosis desalination [J]. *Desalination*, 2007, 203(1 - 3): 366 - 374.
- 13 Wang J L, Zhao L, Wang X D. An experimental study on the recuperative low temperature solar Rankine cycle using R245fa [J]. *Applied Energy*, 2012, 94(2): 34 - 40.

- combustor[J]. *Journal of Combustion and Science and Technology*, 2009, 15(2): 191 - 197. (in Chinese)
- 15 潘剑锋, 范宝伟, 吴庆瑞, 等. 微尺度下氢氧预混合气催化燃烧的研究[J]. *机械工程学报*, 2011, 47(24): 111 - 116.  
Pan Jianfeng, Fan Baowei, Wu Qingrui, et al. Study on catalytic combustion of premixed hydrogen and oxygen in the micro-scale [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2011, 47(24): 111 - 116. (in Chinese)
- 16 唐爱坤. 平板式微热光电系统能量转换过程的研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2011.  
Tang Aikun. Study of energy transition process in the plane cell type micro-thermophotovoltaic system [D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2011. (in Chinese)
- 17 戴锅生. 传热学[M]. 2版. 北京: 高等教育出版社, 1999.
- 18 Miller J A, Bowan C T. Mechanism and modeling of nitrogen chemistry in combustion[J]. *Progress in Energy and Combustion Science*, 1989, 15(4): 287 - 338.
- 19 Deutschmann O, Schmidt R, Behrendt F, et al. Numerical modeling of catalytic ignition[J]. *Symposium (International) on Combustion*, 1996, 26(1): 1747 - 1754.
- 20 潘剑锋, 吴庆瑞, 薛宏, 等. 微平板式燃烧室内催化燃烧的试验研究[J]. *工程热物理学报*, 2011, 32(8): 1430 - 1432.  
Pan Jianfeng, Wu Qingrui, Xue Hong, et al. Experimental investigation of catalytic combustion in a planar micro combustor[J]. *Journal of Engineering and Thermalphysics*, 2011, 32(8): 1430 - 1432. (in Chinese)
- 21 曾文. 催化燃烧的数值模拟及其在均质压燃(HCCI)发动机中应用的基础研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2006.  
Zeng Wen. Numerical simulation of catalytic and its application of HCCI engine [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2006. (in Chinese)

~~~~~

(上接第 390 页)

- 14 Quoilin S, Broek M V D, Declaye S, et al. Techno-economic survey of organic Rankine cycle (ORC) systems [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013, 22(8): 168 - 186.
- 15 Borsukiewicz-Gozdur A. Pumping work in the organic Rankine cycle [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 51(1 - 2): 781 - 786.
- 16 Reid A D. Low temperature power generation using HFE - 7000 in a Rankine cycle [D]. San Diego: San Diego State University, 2010.
- 17 Quoilin S, Lemort V, Lebrun J. Experimental study and modeling of an organic Rankine cycle using scroll expander [J]. *Applied Energy*, 2010, 87(4): 1260 - 1268.
- 18 Mathias J A, Johnston J R, Cao J M, et al. Experimental testing of gerotor and scroll expanders used in, and energetic and exergetic modeling of an organic Rankine cycle [J]. *ASME Journal of Energy Resources Technology*, 2009, 131(1): 21 - 24.
- 19 Jung H C, Taylor L, Krumdieck S. An experimental and modelling study of a 1 kW organic Rankine cycle unit with mixture working fluid [J]. *Energy*, 2015, 81: 601 - 614.
- 20 蔡永生. 氨液再循环系统中氨泵最小倒灌高度的计算与分析[J]. *制冷与空调*, 2009, 9(3): 98 - 101.  
Cai Yongsheng. Calculation and analysis of ammonia pump minimal head in ammonia liquid overfeed system [J]. *Refrigeration and Air-conditioning*, 2009, 9(3): 98 - 101. (in Chinese)
- 21 林芃. 氨水降膜吸收传热传质机理及其在两级风冷吸收制冷中的应用研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2011.  
Lin Peng. Theoretical and experimental investigation of  $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$  falling film absorption and its application in two-stage air-cooled absorption refrigeration [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2011. (in Chinese)
- 22 舒欢, 谢应明, 白武周, 等.  $\text{CO}_2$  复叠式制冷低压循环储液罐的安装高度研究[J]. *低温与超导*, 2012, 20(10): 70 - 74.  
Shu Huan, Xie Yingming, Bai Wuzhou, et al. Study on the installation height of reservoir in low-pressure circuit of  $\text{CO}_2$  cascade refrigeration system [J]. *Cryogenics & Superconductivity*, 2012, 20(10): 70 - 74. (in Chinese)
- 23 Miao Z, Yang X F, Xu J L, et al. Operation and performance of a low temperature organic Rankine cycle [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 75(22): 1065 - 1075.
- 24 Dumont O, Quoilin S, Lemort V. Experimental investigation of a reversible heat pump/organic Rankine cycle unit designed to be coupled with a passive house to get a net zero energy building [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2015, 54: 190 - 203.
- 25 Yang X F, Xu J L, Miao Z, et al. Operation of an organic Rankine cycle dependent on pumping flow rates and expander torques [J]. *Energy*, 2015, 90: 864 - 878.
- 26 杨绪飞, 邹景煌, 戚凤亮, 等. 用于有机朗肯循环的三柱塞泵运行性能实验[J]. *农业机械学报*, 2015, 46(8): 367 - 371, 378.  
Yang Xufei, Zou Jinghuang, Qi Fengliang, et al. Experiment on tri-plunger pump performance in organic Rankine cycle system [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2015, 46(8): 367 - 371, 378. (in Chinese)
- 27 李晶. 太阳能有机朗肯循环中低温发电系统的数值优化及实验研究[D]. 合肥: 中国科学技术大学, 2011.  
Li Jing. Optimization and test of low-medium temperature solar thermal electric generation using organic Rankine cycle [D]. Hefei: University of Science and Technology of China, 2011. (in Chinese)