

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.05.007

抽气回热式有机朗肯循环系统热力学分析*

张红光 张健 杨凯 姚宝峰

(北京工业大学环境与能源工程学院, 北京 100124)

摘要: 为了实现发动机排气余热能的高效回收与利用,设计了抽气回热式有机朗肯循环(ORC)系统。在 Matlab 环境下,分析了抽气压力、蒸发压力、膨胀机入口温度等因素对系统性能的影响,并利用热力学第一定律及第二定律将抽气回热式 ORC 和基本 ORC 进行对比。研究表明,在固定蒸发压力下,抽气回热式 ORC 系统的热效率、炯效率随抽气压力的增大而先增大后减小,工质质量流量随抽气压力的增大而逐渐增大,蒸发器换热量随抽气压力的增大先减小后增大;与基本 ORC 系统相比,抽气回热式 ORC 系统的热效率、炯效率均有提高,炯损率降低,因此抽气回热式 ORC 系统余热回收效果更明显。

关键词: 余热回收 抽气回热 抽气压力 有机朗肯循环

中图分类号: TK406 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)05-0035-06

Thermodynamic Analysis of Regenerative Organic Rankine Cycle

Zhang Hongguang Zhang Jian Yang Kai Yao Baofeng

(College of Environmental and Energy Engineering, Beijing University of Technology, Beijing 100124, China)

Abstract: A regenerative organic Rankine cycle (ORC) system was designed to recover and utilize the waste heat energy from engine exhaust gas efficiently. The mathematical model of regenerative ORC was built up in Matlab and the influences of the factors such as suction pressure, evaporating pressure and expander inlet temperature on system performance were analyzed. Then the regenerative ORC was compared with the basic ORC by using a combined first and second law analysis. According to the results, when the evaporating pressure remained constant, the regenerative ORC system thermal efficiency and exergy efficiency would increase at first, then decrease with the increasing of suction pressure. The mass flow rate increased while the heat transfer rate in the evaporator decreased first and then increased with the increasing of suction pressure. By comparing the two configurations, it was seen that regenerative ORC produced higher efficiency with a lower irreversibility and could recover waste heat energy more effectively.

Key words: Waste heat recovery Regeneration Suction pressure Organic Rankine cycle

引言

相关研究表明,发动机工作时只能将约 30% 的燃油能量转变为机械能,大部分能量则通过冷却系统、润滑系统以及排气而损失^[1~3],因此,如何通过有效途径对发动机余热进行回收利用,从而提高发动机热效率成为当前研究的热点之一。

采用有机朗肯循环(Organic Rankine cycle,

ORC)系统回收发动机排气余热能量是一种有效的能量回收途径,即利用发动机排气余热加热有机工质,使其受热蒸发产生蒸汽,蒸汽进入膨胀机膨胀做功,然后进入冷凝器冷却成液体从而完成整个循环。Vaja 等^[4]利用基本 ORC 系统回收柴油机尾气余热与冷却水余热,可以将柴油机总热效率提高 12%。Kane 等^[5]在一台功率为 200 kW 的生物质发动机上加装两套有机朗肯循环系统,利用 90℃ 左右的冷却

收稿日期:2012-09-21 修回日期:2012-09-27

* 国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目(2009AA05Z206)和国家重点基础研究发展计划(973 计划)资助项目(2011CB707202)

作者简介:张红光,教授,博士,主要从事汽车代用燃料技术、发动机燃烧及发动机排气余热利用研究,E-mail:zhg5912@263.net

水作为热源,可以输出 7 kW 的电力。为了进一步提高 ORC 系统的性能,一些学者提出了抽气回热式 ORC 系统;Mago 等^[6]采用干流体 R113 作为系统工质,对比分析了抽气回热式 ORC 系统和基本 ORC 系统的性能,结果表明抽气回热式 ORC 系统的热效率要高于基本 ORC 系统的热效率;Wang 等^[7]分析比较了几种不同结构的 ORC 系统,结果表明,抽气回热式 ORC 系统的焓损率最低,不可逆损失最小。目前,大部分研究都侧重于抽气回热式 ORC 系统和其他结构 ORC 系统的热力学性能比较,没有深入研究系统自身的参数对系统性能的影响。因此,本文提出一种抽气回热式 ORC 系统,采用 R245fa 作为工质,研究抽气压力、蒸发压力等因素对抽气回热式 ORC 系统热力学性能的影响,对抽气回热式 ORC 系统进行详细的热力学分析。

1 抽气回热式 ORC 系统

1.1 系统工作原理

抽气回热式 ORC 系统在基本 ORC 系统的基础上,增加了一套抽气回热装置,主要装置包括:带有一级抽气回热的单螺杆膨胀机、蒸发器、回热器、冷凝器和工质泵。图 1 为抽气回热式 ORC 余热回收系统示意图。

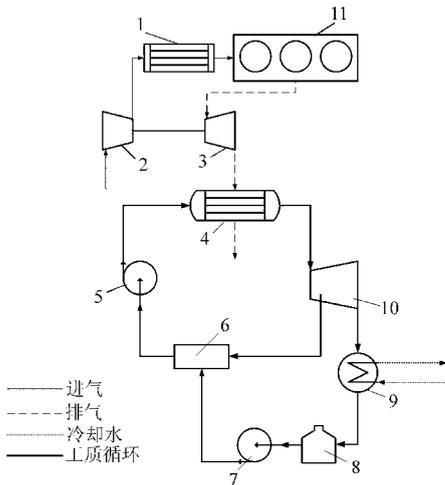


图 1 抽气回热式 ORC 余热回收系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of regenerative ORC waste heat recovery system

1. 中冷器 2. 压气机 3. 涡轮 4. 蒸发器 5. 工质泵 6. 回热器
7. 工质泵 8. 储液罐 9. 冷凝器 10. 单螺杆膨胀机
11. 发动机

系统运行稳定后,工质蒸汽在单螺杆膨胀机 10 中经过初步膨胀做功而压力降低到某个中间压力时,从中抽出部分蒸汽送至回热器 6 作回热用,其余蒸汽仍继续在单螺杆膨胀机 10 中膨胀至乏气压力并输出轴功。乏气随后进入冷凝器 9 中凝结为液态

工质并流回储液罐 8,经工质泵 7 加压至抽气压力,送至回热器 6 与从膨胀机中抽出的蒸汽相接触,两者混合回热而形成与抽气压力相对应的饱和和液态工质,最后由工质泵 5 加压至蒸发压力,送至蒸发器 4,与发动机尾气换热形成蒸汽,开始下一次循环。

1.2 有机工质的选择

抽气回热式 ORC 余热回收系统的工质选择应从以下几方面考虑:热力学性能,包括工作压力、流动及换热性能等;安全性能,包括毒性、易燃易爆性和对设备管道的腐蚀性等;环保性能,即对臭氧层有无破坏、温室效应的程度等;经济性,即工质是否廉价容易购买^[8~11]。通过对比多种有机工质,选用 R245fa 作为系统工质。其部分特性如表 1 所示。有机工质 R245fa 具有临界温度低、临界压力低、热稳定性好、毒性低、腐蚀性小、环保性能好等特点,能较好满足发动机排气余热回收要求。

表 1 R245fa 特性

Tab. 1 Characteristics of R245fa

参数	数值
分子式	$\text{CF}_3\text{CH}_2\text{CHF}_2$
分子量/ $\text{kg}\cdot\text{kmol}^{-1}$	134.05
临界温度/K	427.16
临界压力/MPa	3.651
沸点/K	288.29
臭氧层破坏潜能值	0
全球变暖潜值	820
安全级别	B1(低毒不可燃)

2 系统热力学分析

抽气回热式 ORC 系统的温熵图如图 2 所示。针对发动机排气余热的特点,在热力学计算中对抽气回热式 ORC 系统进行如下假设:忽略工质在系统管路、蒸发器、冷凝器和回热器中的压力损失;冷凝温度及环境温度取值分别为 305 K 和 300 K;根据产品手册,工质泵 1、2 的机械效率均为 0.8,膨胀机的机械效率和等熵效率分别为 0.8 和 0.85。当抽气回热式 ORC 系统达到稳定工况时,进行热力学模型设计。

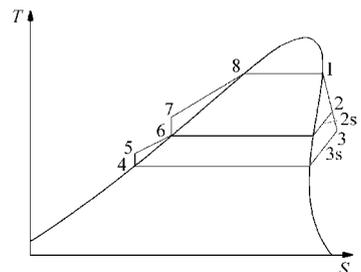


图 2 抽气回热式 ORC 系统温熵图

Fig. 2 Temperature-entropy diagram of regenerative ORC

2.1 确定抽气系数 α

为实现抽气回热循环,需确定抽气系数 α 。根据回热器中能量平衡关系可以得出

$$\alpha = \frac{h_6 - h_5}{h_{2s} - h_5} \quad (1)$$

式中 h_{2s} ——工质在膨胀机抽气出口处的理想焓值, kJ/kg

h_5 ——工质在回热器进口处的焓值, kJ/kg

h_6 ——工质在回热器出口处的焓值, kJ/kg

2.2 实际膨胀过程

工作过程 1-3 为实际膨胀过程,相应的等熵膨胀过程为 1-3_s。膨胀机的等熵效率为

$$\eta_1 = \frac{h_1 - h_3}{h_1 - h_{3s}} \quad (2)$$

膨胀机的输出功率为

$$\dot{W}_1 = \dot{m} [h_1 - h_2 + (1 - \alpha)(h_2 - h_3)] \quad (3)$$

膨胀机的焓损率为

$$\dot{I}_1 = T_0 \dot{m} [s_2 - s_1 + (1 - \alpha)(s_3 - s_2)] \quad (4)$$

式中 h_1 ——膨胀机入口处工质的焓值, kJ/kg

s_1 ——膨胀机入口处工质的熵值, kJ/(kg·K)

h_2 ——膨胀机抽气出口处工质的实际焓值, kJ/kg

s_2 ——膨胀机抽气出口处工质的实际熵值, kJ/(kg·K)

h_3 ——膨胀机出口处工质的实际焓值, kJ/kg

s_3 ——膨胀机出口处工质的实际熵值, kJ/(kg·K)

h_{3s} ——在膨胀机出口处工质的理想焓值, kJ/kg

T_0 ——环境温度, K

\dot{m} ——工质的质量流量, kg/s

2.3 冷凝过程

工作过程 3-4 为工质在冷凝器中的等压冷凝过程,相应的焓损率为

$$\dot{I}_c = T_0 (1 - \alpha) \dot{m} \left(s_4 - s_3 - \frac{h_4 - h_3}{T_L} \right) \quad (5)$$

式中 h_4 ——冷凝器出口处工质的焓值, kJ/kg

s_4 ——冷凝器出口处工质的熵值, kJ/(kg·K)

T_L ——冷源的平均温度, K

2.4 加压过程

工作过程 4-5 为一次加压过程,工质泵所做的实际轴功为

$$\dot{W}_{p1} = \dot{m} (1 - \alpha) (h_5 - h_4) \quad (6)$$

工作过程 6-7 为二次加压过程,工质泵所做的实际轴功为

$$\dot{W}_{p2} = \dot{m} (h_7 - h_6) \quad (7)$$

式中 h_7 ——工质泵 1 出口处工质的焓值, kJ/kg

由于工质泵的不可逆损失相对较小,此处忽略不计。

2.5 加热过程

工作过程 7-1 为工质在蒸发器中的等压加热过程,蒸发器的换热量为

$$\dot{Q}_e = \dot{m} (h_1 - h_7) \quad (8)$$

蒸发器的焓损率为

$$\dot{I}_e = T_0 \dot{m} \left(s_1 - s_7 - \frac{h_1 - h_7}{T_H} \right) \quad (9)$$

式中 s_7 ——工质泵 1 出口处工质熵值, kJ/(kg·K)

T_H ——热源的平均温度, K

2.6 系统净功率及效率

系统净输出功率为

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_1 - (\dot{W}_{p1} + \dot{W}_{p2}) \quad (10)$$

热效率为

$$\eta_1 = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_e} \times 100\% \quad (11)$$

焓效率为

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_e \left(1 - \frac{T_L}{T_H} \right)} \times 100\% \quad (12)$$

3 计算结果及分析

根据所建立的抽气回热式 ORC 系统的热力学模型,在 Matlab 7.12 下编制了计算所需的程序,工质 R245fa 的热力学参数通过调用由美国国家标准和技术研究所开发的 Refprop 软件来进行计算。

3.1 结果分析

图 3 为工质蒸发压力在 1.2~2.8 MPa 范围内,抽气回热式 ORC 系统的抽气系数与抽气压力的对应关系。从图 3 可以看出,随着抽气压力的增大,各个蒸发压力下的抽气系数均呈现出增大的趋势;然而,在不同的蒸发压力下,对应相同抽气压力的抽气系数差别很小。

图 4 为工质蒸发压力在 1.2~2.8 MPa 范围内,抽气回热式 ORC 系统的热效率随抽气压力的变化情况。如图 4 所示,在同一蒸发压力下,随着抽气压力的增大,系统的热效率呈现先增大后减小的趋势,而且随着蒸发压力的升高,最大效率点对应的抽气压力也随之增大;当抽气压力保持不变时,系统的热效率随蒸发压力的增大而增大。这是由于随蒸发压力的增大,系统的净输出功率和换热量均增大,而且净输出功率增大的程度大于换热量增大的程度,因此,二者的比值增大,即系统的热效率提高。

图 5 为工质蒸发压力在 1.2~2.8 MPa 范围内,

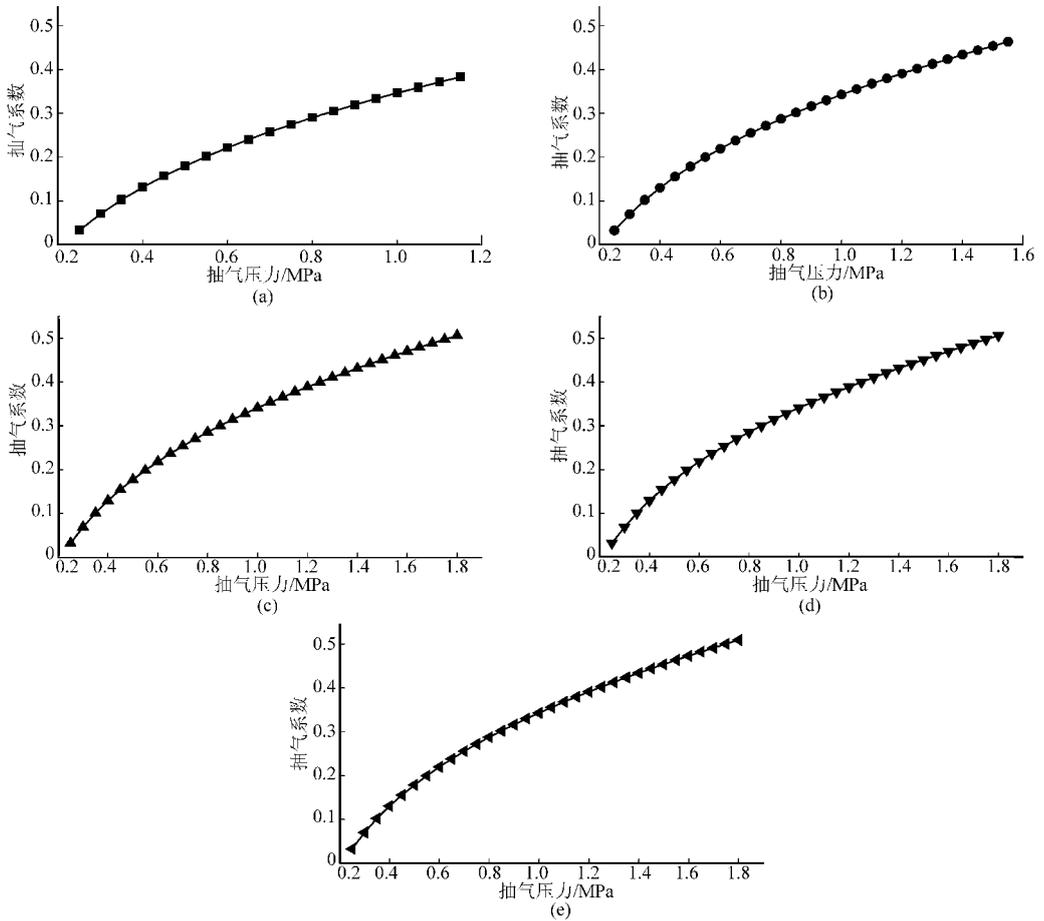


图3 不同蒸发压力下抽气系数与抽气压力的关系曲线

Fig.3 Correspondence between coefficient of steam suction and suction pressure under different evaporating pressures

(a) 蒸发压力为 1.2 MPa (b) 蒸发压力为 1.6 MPa (c) 蒸发压力为 2.0 MPa (d) 蒸发压力为 2.4 MPa (e) 蒸发压力为 2.8 MPa

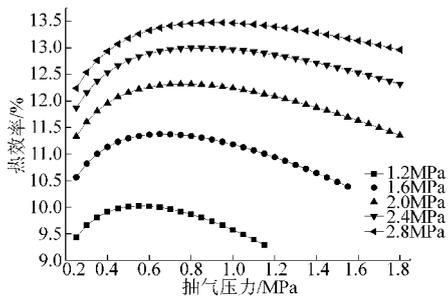


图4 不同蒸发压力下热效率随抽气压力的变化曲线

Fig.4 Variation of system thermal efficiency with suction pressure under different evaporating pressures

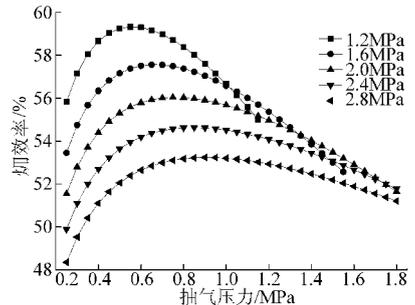


图5 不同蒸发压力下炯效率随抽气压力的变化曲线

Fig.5 Variation of system exergy efficiency with suction pressure under different evaporating pressures

抽气回热式 ORC 系统的炯效率随抽气压力的变化情况。由图 5 可见,在同一蒸发压力下,随着抽气压力的增大,系统的炯效率呈现出先增大后减小的趋势,而且随着蒸发压力的升高,炯效率最大值对应的抽气压力也随之增大;此外,在同一抽气压力下,系统的炯效率随蒸发压力的增大而减小。这是因为蒸发压力越大,系统的不可逆损失也越大,因而系统的炯效率越小。

图 6 显示了工质蒸发压力在 1.2~2.8 MPa 范围内,抽气回热式 ORC 系统的工质质量流量随抽气压力的变化情况。由图 6 可见,在相同的蒸发压力

下,工质质量流量随抽气压力的增大而增大。这是由于工质在膨胀机内没有充分做功膨胀至较低压力便被抽至回热器中,降低了系统的做功能力,故需要增大流量;当抽气压力保持不变时,系统所需工质质量流量随蒸发压力的增大而减小。这是因为,当系统的蒸发压力升高时,单位质量工质的做功能力增强,净输出功率增大,故输出同样的净功时,所需质量流量减小。

图 7 为工质蒸发压力在 1.2~2.8 MPa 范围内,抽气回热式 ORC 系统蒸发器换热量随抽气压力的

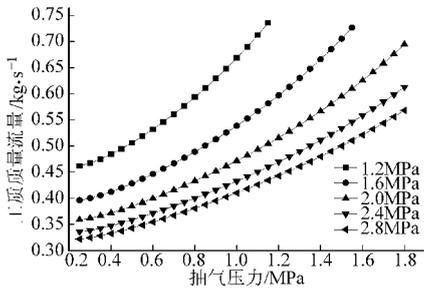


图 6 不同蒸发压力下工质质量流量随抽气压力的变化曲线

Fig. 6 Variation of mass flow rate with suction pressure under different evaporating pressures

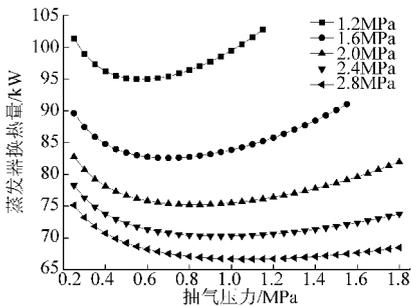


图 7 不同蒸发压力下蒸发器换热量随抽气压力的变化曲线

Fig. 7 Variation of heat transfer rate in evaporator with suction pressure under different evaporating pressures

变化情况。由图 7 可见,当蒸发压力不变时,随着抽气压力的增大,蒸发器换热量呈现出先减小后增大的趋势,此结果与图 4 所示结果相吻合,在输出相同的净功时,热效率增大,意味着蒸发器吸热量减小;同理,热效率减小意味着蒸发器吸热量增加。此外,从图 7 还可以看出,在相同抽气压力下,蒸发器换热量随蒸发压力的增大而减小,这是由于蒸发压力升高,系统的做功能力增强,工质的质量流量减小所致。

3.2 对比分析

图 8 为抽气回热式 ORC 系统和基本 ORC 系统的热效率随蒸发压力的变化情况对比。从图 8 可以看出随蒸发压力的增大,两者的热效率均增大。在图示蒸发压力范围内,抽气回热式 ORC 系统的热效率比基本 ORC 系统的热效率平均提高了 1.20%,而且随蒸发压力的升高,二者差值随之增大。

图 9 为抽气回热式 ORC 系统和基本 ORC 系统的焓损率随蒸发压力的变化情况对比。由图 9 可见,随着蒸发压力的增大,二者的焓损率均增大。这是因为当蒸发压力增大时,膨胀机入口温度随之升高,与环境的温差增大,增加了系统的不可逆性,故焓损率即系统总焓损率增大。通过对比两条曲线可以发现,抽气回热式 ORC 系统的焓损率平均比基本 ORC 系统降低了 2.60 kW。

图 10 为抽气回热式 ORC 系统和基本 ORC 系统的焓效率随蒸发压力的变化情况对比。由

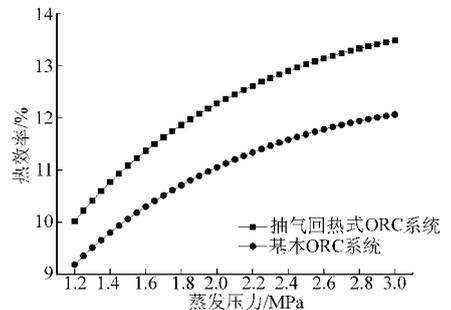


图 8 热效率随蒸发压力的变化曲线

Fig. 8 Variation of system thermal efficiency with evaporating pressure for different ORC configurations

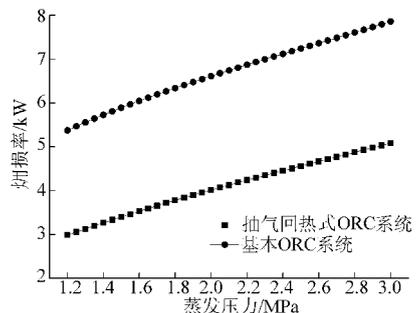


图 9 系统总焓损率随蒸发压力的变化曲线

Fig. 9 Variation of system exergy destruction rate with evaporating pressure for different ORC configurations

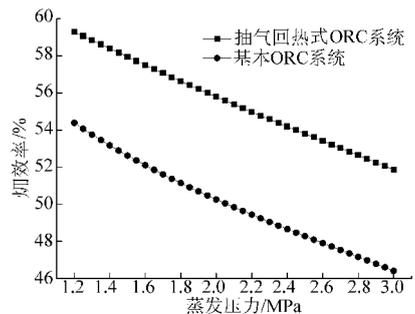


图 10 焓效率随蒸发压力的变化曲线

Fig. 10 Variation of system exergy efficiency with evaporating pressure for different ORC configurations

图 10 可见,二者的焓效率均随着蒸发压力的增大而减小,这一结果与图 9 所示结果相吻合,因为系统不可逆性的增大意味着焓效率的降低。此外,在图示蒸发压力范围内,抽气回热式 ORC 系统的焓效率比基本 ORC 系统的焓效率平均高出了 5.43 个百分点。

图 11 为抽气回热式 ORC 系统和基本 ORC 系统的热效率随膨胀机入口温度的变化情况对比。由图 11 可以看出随膨胀机入口温度的增大,二者的热效率略微增长,随后降低;在图示膨胀机入口温度范围内,抽气回热式 ORC 系统的热效率比基本 ORC 系统的热效率平均提高了 1.12 个百分点,而且随膨胀机入口温度的升高,二者差值略有减小。

图 12 为抽气回热式 ORC 系统和基本 ORC 系

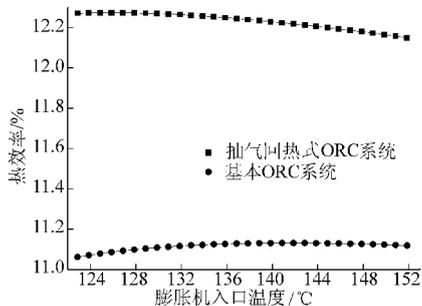


图 11 热效率随膨胀机入口温度的变化曲线

Fig. 11 Variation of system thermal efficiency with expander inlet temperature for different ORC configurations

统的焓损率随膨胀机入口温度的变化情况对比。由图 12 可见,随着膨胀机入口温度的增大,二者的焓损率均增大。这是因为当膨胀机入口温度增大时,系统与环境的温差增大,增加了系统的不可逆性,故系统总焓损率增大。通过对比两条曲线可以发现,抽气回热式 ORC 系统的焓损率平均比基本 ORC 系统降低了 2.70 kW。

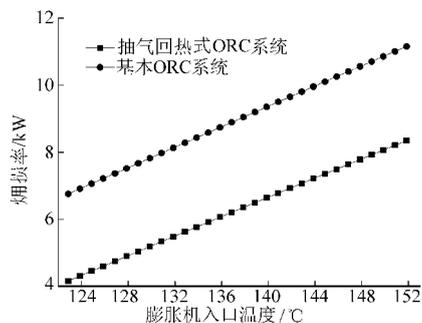


图 12 系统总焓损率随膨胀机入口温度的变化曲线

Fig. 12 Variation of system exergy destruction rate with expander inlet temperature for different ORC configurations

图 13 为抽气回热式 ORC 系统和基本 ORC 系统的焓效率随膨胀机入口温度的变化情况对比。由图 13 可见,二者的焓效率均随着蒸发压力的增大而

减小,这一结果与图 12 所示结果相吻合,因为系统不可逆性的增大意味着焓效率的降低。此外,在图示膨胀机入口温度范围内,抽气回热式 ORC 系统的焓效率比基本 ORC 系统的焓效率平均高出了 4.51 个百分点。

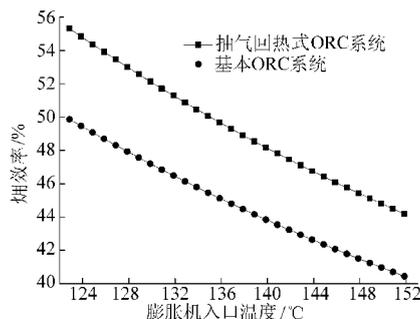


图 13 焓效率随膨胀机入口温度的变化曲线

Fig. 13 Variation of system exergy efficiency with expander inlet temperature for different ORC configurations

4 结论

(1) 抽气回热式 ORC 系统中抽气系数主要受抽气压力的影响,受蒸发压力的影响较小。

(2) 在不同蒸发压力下,随着抽气压力的变化,抽气回热式 ORC 系统的热效率、焓效率、工质质量流量、蒸发器换热量等会有相应的变化。因此,可以通过选择合适的抽气压力使系统的性能达到最优。

(3) 随着膨胀机入口温度的升高,抽气回热式 ORC 系统的热效率增大的趋势不明显,反而会下降,这说明过热不适用于以 R245fa 为工质的抽气回热式 ORC 系统。

(4) 与基本 ORC 系统相比,抽气回热式 ORC 系统的热效率、焓效率均提高,焓损率降低,具有更好的回收效果与完善程度,更适合用于发动机排气余热的回收。

参 考 文 献

- John B Heywood. Internal combustion engine fundamentals [M]. New York: McGraw-Hill, Inc. 1988.
- 周龙保,刘忠长,高宗英,等. 内燃机学[M]. 北京:机械工业出版社,2010.
- 张红光,刘彬,陈研,等. 基于单螺杆膨胀机的发动机排气余热回收系统[J]. 农业机械学报, 2012, 43(5): 27~31. Zhang Hongguang, Liu Bin, Chen Yan, et al. Engine waste heat recovery based on single screw expander[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(5): 27~31. (in Chinese)
- Iacop Vaja, Agostino Gambarotta. Internal combustion engine (ICE) bottoming with organic Rankine cycle (ORCs)[J]. Energy, 2010, 35(2): 1 084~1 093.
- Kane M, Favrat D, Gay B, et al. Scroll expandre organic Rankine cycle (ORC) efficiency boost of biogas engines [C]// Mirandola A, Arnas O, Lazzaretto A, eds. ECOS 2007 Conference, Italy, Padova, 2007: 1 017~1 124.
- 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(8~9): 998~1 007.
- Wang Enhua, Zhang Hongguang, Fan Boyuan, et al. Optimized performances comparison of organic Rankine cycles for low grade waste heat recovery[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2012, 26(8): 2 301~2 312.

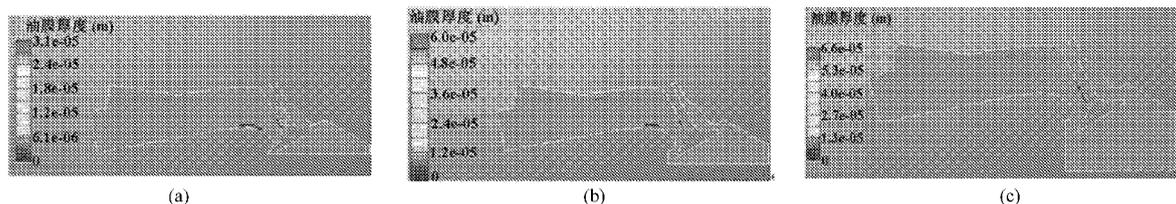


图12 不同喷油时刻油膜分布对比

Fig. 12 Contrast of fuel film in different injection timing

(a) 320°C A (b) 360°C A (c) 400°C A

研究表明,随着进气气流流速的增大,进气气流对喷射燃油的雾化产生明显的促进作用,有助于减少附壁油膜量。

(2) 燃油落点位置改变时,进气流动将部分燃油直接带入缸内,对研究用机型而言,当油落点在进气门背面与进气道交界处,该现象较明显。

(3) 随着喷射距离的增加,油束前端分布面积增大,在进气气流的作用下,更多的燃油直接进入

气缸。

(4) 气门叠开期间,有进气回流时,回流的高温气体与喷射的油束相互作用,能够促进燃油的空间挥发。

(5) 气门开启前喷油时,油束与气门撞击反射,当进气门打开时,部分燃油粒子与进气气流相互作用,能够促进燃油的空间挥发。

参 考 文 献

- 1 Cho H, Min K. Measurement of liquid fuel film distribution on the cylinder liner of a spark ignition engine using the laser induced fluorescence technique[J]. Measurement Science and Technology, 2003, 14(7): 975 ~ 982.
- 2 Hongming Xu. Control of A/F ratio during engine transients[C]. SAE Paper 1999-01-1484, 1999.
- 3 Zughyer J, Zhao F Q, Lai M C, et al. A visualization study of fuel distribution and combustion inside a port-injection gasoline engine under different start conditions [C]. SAE Paper 2000-01-0242, 2000.
- 4 Vannobel F, Arnold A, Buschmann A, et al. Simultaneous imaging of fuel and hydroxyl radicals in an in-line four cylinder SI engine[C]. SAE Paper 932696, 1993.
- 5 Werlberger P, Rokita R, Chmela F. Observation of fuel injection and combustion by use of an endoscopic video system[C] // Proceedings of ImechE Seminar—Measurement and Observation Analysis of Combustion in Engines, London, 1994.
- 6 Pirault J P, Quissek F, Rokita R, et al. Development of fuel preparation for petrol engines[C] // 1997 IMechE Seminar, 1997: 229 ~ 233.
- 7 王晓瑜, 陈国华. PFI 汽油机油气混合过程三维瞬态数值模拟[J]. 华中科技大学学报: 自然科学版, 2007, 35(6): 92 ~ 95.
Wang Xiaoyu, Chen Guohua. Three dimensional transient simulation of air-fuel mixture process in PFI gasoline engine[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology: Nature Science Edition, 2007, 35(6): 92 ~ 95. (in Chinese)
- 8 Stanglmaier R S, Matthew J, Matthews R D. In-cylinder fuel transport during the first cranking cycles in a port injected 4-valve engine[C]. SAE Paper 970043, 1997.
- 9 马宗正, 程勇, 纪少波, 等. 进气流动对 PFI 汽油机燃油喷雾碰壁过程的影响[J]. 农业机械学报, 2012, 43(3): 10 ~ 15.
Ma Zongzheng, Cheng Yong, Ji Shaobo, et al. Influences of intake flow on spray and wall-film for port fuel injection gasoline engine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(3): 10 ~ 15. (in Chinese)
- 10 马宗正. 摩托车汽油机进气到附壁油膜研究[D]. 济南: 山东大学, 2010.
Ma Zongzheng. Research on intake-port wall-film of motorcycle gasoline engine with intake-port injection system [D]. Ji'nan: Shandong University, 2010. (in Chinese)

(上接第 40 页)

- 8 Ulli Drescher, Dieter Bruggemann. Fluid selection for the organic Rankine cycle (ORC) in biomass power and heat plants[J]. Applied Thermal Engineering, 2007, 27(1): 223 ~ 228.
- 9 顾伟. 低品位热能有有机物朗肯动力循环机理研究和实验验证[D]. 上海: 上海交通大学, 2009.
- 10 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: 34 ~ 40.
- 11 Schuster A, Karellas S, Kakaras E, et al. Energetic and economic investigation of organic Rankine cycle applications [J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(8 ~ 9): 1 809 ~ 1 817.