

有机朗肯循环系统布置及参数优化对低速柴油机余热利用的影响及经济性分析

刘江楠, 金 晶, 刘敦禹

(上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

Effect of Organic Rankine Cycle System Layout and Parameter Optimization on Low Speed Diesel Engine Waste Heat Utilization and Economic Analysis

LIU Jiangnan, JIN Jing, LIU Dunyu

(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: Based on the calculation model established by the Aspen Plus software, the influence of the operating parameters and system layout on the performance of the organic Rankine cycle was analyzed. And the economic efficiency of the system was evaluated by using the ratio of the net output power to the total heat transfer area required by the system as a judgment indicates. Results show that three parameters including evaporation temperature, evaporation pressure and organic working fluid flow have a certain effect on the net output power of the organic Rankine cycle. Among which the influence of the organic working fluid flow is the most important indicator followed by the evaporation temperature. In view of the combined consideration of economy and net output power, when the diesel engine is running at full load, the system has the best performance under the conditions of evaporation temperature of 160 °C, evaporation pressure of 2.5 MPa and organic working fluid flow rate of 18 kg/s. The organic working fluid flow is the most influential and is easy to operate. Under different diesel engine operating conditions changing the organic working fluid flow can make the engine adapt to load changes. The greater the load, the more energy is recovered, resulting in a net output power of up to 8% of the diesel engine power. The installation of an internal regenerator in the system improves the thermal efficiency by 2.65% and then, adding a low temperature cycle can make the net power output increase by 94.90 kW.

摘要: 利用 Aspen Plus 建立计算模型, 分析运行参数及系统布置形式对有机朗肯循环性能的影响, 并以净输出功率和系统所需的总换热面积的比值作为经济性指标分析其经济性。结果表明: 蒸发温度、蒸发压力和有机工质流量对有机朗肯循环的净输出功率均有一定的影响, 其中改变有机工质流量影响最大, 蒸发温度次之; 综合考虑经济性和净输出功率, 柴油机全负荷下系统在蒸发温度 160 °C、蒸发压力 2.5 MPa、有机工质流 18 kg/s 时性能最优。工质流量影响最大且易控制, 在不同柴油机运行工况下只需改变有机工质流量就可适应负荷变化, 负荷越大回收的能量越多, 其净输出功率均占柴油机主机功率的 8% 左右。添加内回热器使系统热效率提高 2.65%, 烟效率提高 4.5%, 再增加一个低温循环, 净输出功率可增加 94.90 kW。

关键词: 有机朗肯循环; Aspen Plus; 经济性分析; 效率

Key words: organic Rankine cycle; Aspen Plus; economic analysis; efficiency

收稿日期: 2017-04-05

修回日期: 2017-05-04

作者简介: 刘江楠(1992—), 女, 硕士生, 主要研究方向为船用柴油机余热梯级利用模拟仿真, E-mail: jiangnanliu92@163.com;

金 晶(通信作者), 女, 教授, 博士, E-mail: alicejin001@163.com。

DOI: 10.13949/j.cnki.nrjgc.2018.01.008

中图分类号: TK422

文献标识码: A

0 概述

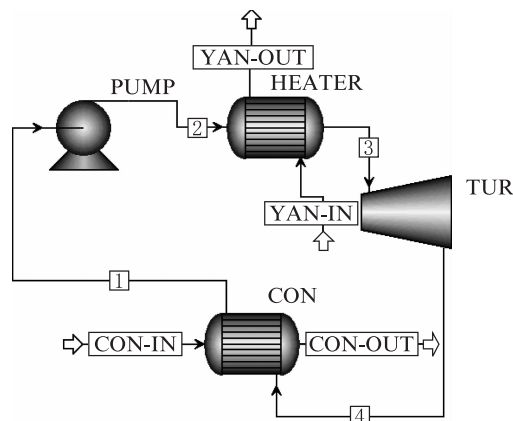
大型的船舶柴油机热效率一般在 45%~55% 之间, 剩余热量通常被排气和冷却水带走。其中 25%~30% 的热量是通过排气带走的^[1], 这些主机余热属于高品位的能量, 可用来发电和产生动力; 缸套冷却水占余热的 20%~25%, 其能量品位较低, 可以用作高温热泵的低位热源; 剩余的滑油冷却损失等余热具有广阔的应用前景。妥善利用排气和冷却水的能量可以提高能源利用率。

有机朗肯循环系统的利用不仅提高了能源的总利用率^[2], 同时也减少了 CO_2 、 SO_2 、 NO_x 等污染物的排放。一些研究者对有机朗肯循环系统进行了分析。文献[3]针对废热能源, 设计了一套 250 kW 有机朗肯循环余热回收系统, 其净输出功率和热效率分别可达到 243 kW 和 9.5%。文献[4]针对工业废热的利用, 以 R245fa 为工质, 建立了有机朗肯循环系统热力学仿真模型, 并对烟气流量、冷凝温度和环境温度等影响因素进行分析。其计算结果表明, 随着烟气质量流量或烟气温度的增加, 有机朗肯循环系统的热效率、系统的输出功率均有较大提高。文献[5]对以 R245fa 为工质、温度低于 110 °C 的低品位热能发电系统进行焓分析, 得到 ORC 系统焓效率和热效率分别为 45.07% 和 7.78%。文献[6]用 Aspen7.3 模拟增加回热器对系统性能的影响, 表明当热源温度为 110 °C、蒸发温度为 88 °C 时, 有回热的 ORC 系统热效率和焓效率比基本 ORC 系统分别提高了 3.62% 和 3.71%。文献[7]采用双有机朗肯循环来回收发动机余热, 使输出功率最大可达 111.2 kW, 发动机功率提高 11.2%。文献[8-9]从经济性角度对有机朗肯循环进行了探讨。

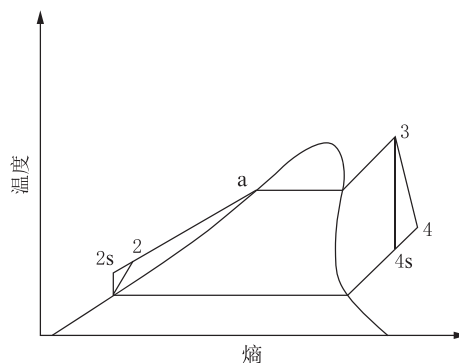
前人的研究多从系统效率和工质方面进行分析, 对有机朗肯循环系统的性能和经济性进行综合评价的报道并不多见。本文将 R245fa 作为系统循环工质, 以净输出功率和系统所需总换热面积的比值作为经济性指标, 对柴油机工作工况、有机朗肯循环运行参数、系统布置方式对其性能和经济性的影响进行分析和探讨。

1 有机朗肯循环系统工作原理

图 1~图 3 分别为利用 Aspen Plus 软件搭建的简单有机朗肯循环、加回热器的有机朗肯循环和双有机朗肯循环计算模型及温熵图^[10]。

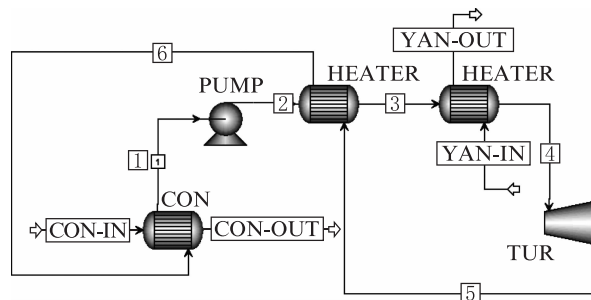


(a) 简单有机朗肯循环计算模型

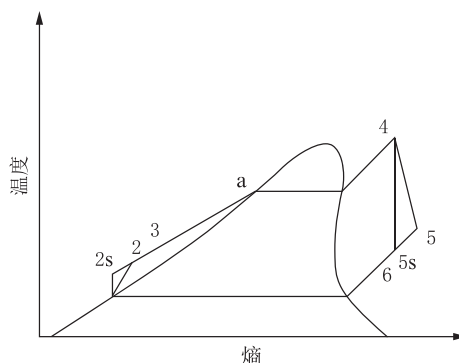


(b) 简单有机朗肯循环温熵图

图 1 简单有机朗肯循环系统计算模型及温熵图

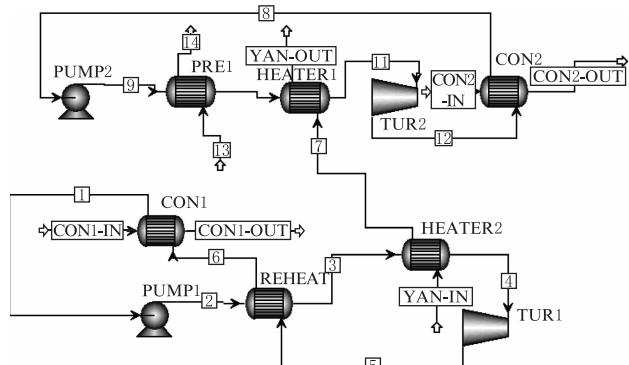


(a) 加回热器的有机朗肯循环计算模型

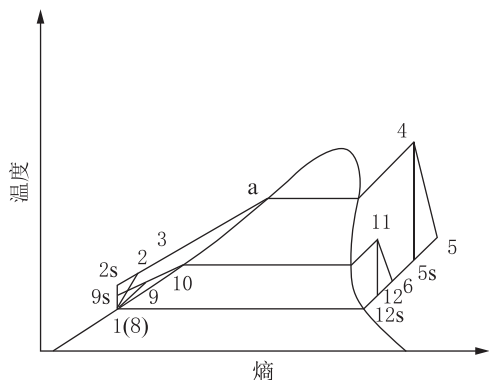


(b) 加回热器的有机朗肯循环温熵图

图 2 加回热器的有机朗肯循环系统计算模型及温熵图



(a) 双有机朗肯循环计算模型



(b) 双有机朗肯循环温熵图

图3 双有机朗肯循环系统计算模型及温熵图

图1(b)中,1-2s表示工质在工质泵中的等熵加压过程,1-2为实际加压过程,在此过程中饱和液态工质进入工质泵并被压缩到设定的工作压力;2-3表示工质在蒸发器中的等压加热过程,增压后的液态工质进入蒸发器,吸收高温热源的能量变为饱和或过热蒸气;3-4s表示工质在膨胀机中等熵膨胀过程,3-4为实际膨胀过程,使膨胀机旋转输出轴功或通过与其相连的发电机输出电能;4-1表示工质在冷凝器中的等压冷凝过程。膨胀做功后的蒸气进入冷凝器被冷却至饱和液态,液态有机工质再进入工质泵中,形成一个循环。

图2(b)为加回热器的有机朗肯循环温熵图,相对于简单有机朗肯循环系统增加了5-6、2-3过程,分别为回热器中膨胀机后的乏汽加热泵加压后的有机工质乏汽放热过程和吸热过程。

图3(b)为双有机朗肯循环温熵图,在有回热器的有机朗肯循环系统基础上增加了一个低温循环8-9-10-11-12-8。其中,8-9s表示工质在工质泵中的等熵加压过程,8-9为实际加压过程,在此过程中饱和和液态工质进入工质泵2并被压缩到设定的工作压力;9-10为在预热器中利用柴油机冷却水的热量加热低温循环有机工质工程;10-11表示工质在蒸发器

2中的等压加热过程,增压后的液态工质进入蒸发器,吸收高温循环的烟气排气能量变为饱和或过热蒸气;11-12s表示工质在膨胀机2中等熵膨胀过程,11-12为实际膨胀过程;12-8表示工质在冷凝器2中的等压冷凝过程,膨胀做功后的蒸气进入冷凝器被冷却为饱和液态,液态有机工质再进入工质泵2中,形成一个循环。

2 计算模型

2.1 理论公式

对于有机朗肯循环系统可以利用热力学第一定律和热力学第二定律计算其输出功率、吸热或放热量及各个设备和系统的不可逆损失。这为建立计算模型奠定了理论基础,有利于了解整个循环的热力性。鉴于循环的热力过程相似,以简单有机朗肯系统为例进行分析^[11-12]。

2.1.1 蒸汽绝热膨胀过程

有机工质在汽轮机中膨胀做出的技术功为:

$$W_t = q_m (h_3 - h_4) \quad (1)$$

式中, W_t 为膨胀机输出功,kW; q_m 为有机工质的质量流量,kg/s; h_3 为进入膨胀机时工质的比焓,kJ/kg; h_4 为蒸汽在汽轮机出口处的真实比焓,kJ/kg。

熵损失为:

$$\Delta E_t = q_m T_0 (s_4 - s_3) \quad (2)$$

式中, ΔE_t 为膨胀机的熵损失,kW; T_0 为环境的温度,K; s_3 为进入膨胀机时工质的熵,kJ/(kg·K); s_4 为蒸汽在汽轮机出口处的熵,kJ/(kg·K)。

2.1.2 定压放热过程

乏汽在冷凝器中放出的热量 Q_c 为:

$$Q_c = q_m (h_4 - h_1) \quad (3)$$

式中, h_1 为工质出冷凝器时的比焓,kJ/kg。

熵损失为:

$$\begin{aligned} \Delta E_c &= (E_4 - E_1) - (E_a - E_b) \\ &= q_m [h_4 - h_1 - T_0 (s_4 - s_1)] - \\ &\quad q_w [h_a - h_b - T_0 (s_a - s_b)] \end{aligned} \quad (4)$$

式中, ΔE_c 为冷凝器的熵损失,kW; E_1 为工质出冷凝器时的熵,kW; E_4 为蒸汽在汽轮机出口处的熵,kW; E_a 为冷却水进入冷凝器的熵,kW; E_b 为冷却水在冷凝器出口的熵,kW; s_1 为工质出冷凝器时的熵,kJ/(kg·K); q_w 为冷却水的质量流量,kg/s; h_a 为冷却水进入冷凝器的比焓,kJ/kg; h_b 为冷却水在冷凝器出口的比焓,kJ/kg; s_a 为冷却水进入冷凝器

的熵, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; s_b 为冷却水在冷凝器出口的熵, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

2.1.3 工质泵绝热压缩过程

泵消耗的功 W_p 为:

$$W_p = q_m(h_2 - h_1) \quad (5)$$

式中, h_2 为工质在被泵出工质泵后的比焓, kJ/kg 。

焓损失为:

$$\begin{aligned} \Delta E_p &= W_p - (E_2 - E_1) \\ &= q_m(h_2 - h_1) - q_m[h_2 - h_1 - T_0(s_2 - s_1)] \end{aligned} \quad (6)$$

式中, ΔE_p 为工质泵的焓损失, kW ; E_2 为工质在被泵出工质泵后的焓, kW ; s_2 为工质在被泵出工质泵后的熵, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

2.1.4 定压吸热过程

液态工质在蒸发器吸热量 Q_e 为:

$$Q_e = q_m(h_3 - h_2) \quad (7)$$

焓损失为:

$$\begin{aligned} \Delta E_e &= (E_c - E_d) - (E_3 - E_2) \\ &= q_y[h_c - h_d - T_0(s_5 - s_6)] - \\ &\quad q_m[h_3 - h_2 - T_0(s_3 - s_2)] \end{aligned} \quad (8)$$

式中, ΔE_e 为蒸发器的焓损失, kW ; E_c 为柴油机排气进入蒸发器的焓, kW ; E_d 为柴油机排气出蒸发器的焓, kW ; E_3 为进入膨胀机时工质的焓, kW ; q_y 为柴油机排气的质量流量, kg/s ; h_c 为柴油机排气进入蒸发器的比焓, kJ/kg ; h_d 为柴油机排气出蒸发器的比焓, kJ/kg ; s_5 为柴油机排气进入蒸发器的熵, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; s_6 为柴油机排气出蒸发器的熵, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

综上,可以得到循环净功 W_{net} 为:

$$W_{\text{net}} = W_t - W_p \quad (9)$$

经济性指标 θ 为:

$$\theta = \frac{W_{\text{net}}}{A} \quad (10)$$

式中, A 为系统所需换热总面积, m^2 。

Aspen Plus 软件中采用的换热器标准为美国的 TEMA 标准, 其中面积 A 由换热量反求得来:

$$A = \frac{Q}{k\Delta t_m} \quad (11)$$

式中, Q 为循环总换热量, kJ ; k 为换热总传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; Δt_m 为换热平均温差, $^\circ\text{C}$ 。

$$k = \frac{1}{\frac{1}{h'} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h''}} \quad (12)$$

式中, h' 为管外侧传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; h'' 为管内侧传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; δ 为管壁厚度, m ; λ 为管壁导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$ 。传热系数 h' 及 h'' 可通过文献[13-14]查阅相关图表和公式得到。

系统热效率 η_t 为:

$$\eta_t = \frac{W_{\text{net}}}{Q_e} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} \quad (13)$$

系统焓效率 η_e 为:

$$\eta_e = \frac{W_t - W_p}{E_c - E_d} = \frac{q_m[h_3 - h_4 - (h_2 - h_1)]}{q_y[h_c - h_d - T_0(s_c - s_d)]} \quad (14)$$

循环净功和经济性指标是针对有机朗肯循环系统进行评价, 而热效率和焓效率是评价柴油机余热利用程度的指标。

2.2 工质选择

本文选用 R245fa 为有机朗肯循环工质, 其部分特性见表 1。有机朗肯循环采用有机流体作为工质, 其应具有良好的饱和气体曲线、较低的临界温度与压力、高汽化潜热、较强的热稳定性, 且具有不易燃、环境友好、价格便宜、易获得等特点。R245fa 为等熵流体, 不用考虑在膨胀做功过程中产生的液滴对膨胀机叶片造成的损害。其汽化潜热高达 196.09 J/g , 有助于提高热交换效率, 且无腐蚀性, 不可燃, 在实际运行中有较高的安全系数。其臭氧层破坏潜能 (ODP) 值为 0, 属于环境友好型工质^[15]。

表 1 R245fa 特性

参数名称	参数值
化学式	$\text{CHF}_2\text{CH}_2\text{CF}_3$
临界温度/ $^\circ\text{C}$	154.01
临界压力/ MPa	3.651
相对分子质量	134.05
临界密度/ $(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	516.08
标准沸点/ $^\circ\text{C}$	15.14
最高温度/ $^\circ\text{C}$	166.85
最大压力/ MPa	200
全球变暖潜能值/y	95 000

3 模拟结果及讨论

3.1 有机朗肯循环参数对系统的影响

有机朗肯循环运行参数有蒸发温度、蒸发压力及有机工质流量等, 参数大小会影响有机朗肯循环系统性能。研究循环参数影响系统性能的规律可得出系统在净输出功率及经济性综合指标下的最优运行工况, 并有利于实际操作及工程造价。本文以低

速船用柴油机为例^[16],转速为 127 r/min,其运行参数见表 2。利用 Aspen Plus 设计了简单有机朗肯循环系统,在柴油机 100% 负荷下,设定了冷凝压力 0.2 MPa 等参数,分析有机朗肯循环参数(蒸发温度、蒸发压力及有机工质流量)变化时的净输出功率和经济性指标。

表 2 柴油机运行参数

项目	参数			
负荷率/%	100	90	75	50
功率/kW	9 473.2	8 523.7	7 142.4	4 689.7
排气流量/(kg·s ⁻¹)	23.64	21.97	19.29	13.92
排气温度/℃	250.01	235.92	231.85	246.81

3.1.1 蒸发温度对有机朗肯循环的影响

工质超过一定温度会分解变性从而影响系统运行性能,同时要保证其完全蒸发才可进入膨胀机做功,所以选择蒸发温度要考虑到有机工质的最高工作(稳定)温度和最低(饱和蒸发)温度。R245fa 的最高工作温度为 166.85℃,在蒸发压力 2.5 MPa 下饱和蒸发温度为 133.4℃,因此分别选用蒸发温度为 160.0℃、150.0℃、140.0℃、133.4℃ 进行计算。设定有机工质流量为 18 kg/s,蒸发压力为 2.5 MPa,分别得到不同蒸发温度下有机朗肯循环的净输出功率及经济性指标,如图 4 所示。

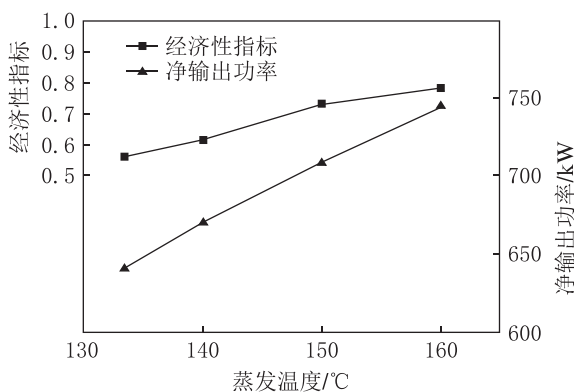


图 4 不同蒸发温度下有机朗肯循环净输出功率及经济性指标

由图 4 可知,随着蒸发温度的升高,净输出功率增大,同时经济性趋好。这是由于蒸发温度上升,工质所具有的能量增加,对外输出的能量就增加。同时,蒸发温度上升,使循环温差升高,所以有机朗肯循环系统的热效率上升,但上升幅度较小,均为 14% 左右,炯效率从 45% 上升到 49%,如表 3 所示。综上,在工质允许的最大工作温度下,应尽可能地提高其蒸发温度。

表 3 不同蒸发温度下有机朗肯循环系统热效率和炯效率

蒸发温度/℃	热效率/%	炯效率/%
133.4	14.40	45.16
140.0	14.45	46.34
150.0	14.50	47.95
160.0	14.50	49.48

3.1.2 蒸发压力对有机朗肯循环的影响

R245fa 的临界压力为 3.651 MPa,从安全性角度出发通常选择亚临界条件。分别选用蒸发压力为 2.0 MPa、2.5 MPa、3.0 MPa、3.5 MPa 进行计算。设定有机工质流量为 18 kg/s,蒸发温度为 160℃,分别得到不同蒸发压力下有机朗肯循环的净输出功率及经济性指标,如图 5 所示。

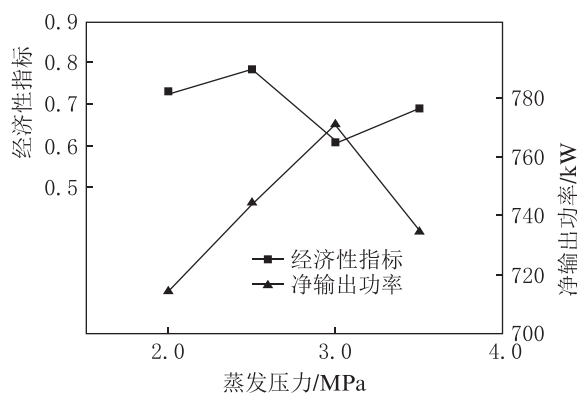


图 5 不同蒸发压力下有机朗肯循环净输出功率及经济性指标

由图 5 可知,随着蒸发压力的增大,净输出功率先上升后下降,3.0 MPa 时净输出功率最大,2.5 MPa 时次之,但总体相差不大。这主要是由工质做功前后的焓值决定的。表 4 为不同蒸发压力下膨胀机进出口工质比焓,表明做功的大小与压力的大小没有直接关系。图 5 表明,系统经济性在蒸发压力为 2.5 MPa 时最好,3.0 MPa 时最差。表 5 为不同蒸发压力下有机朗肯循环系统的热效率和炯效率。可以看出,随着蒸发压力增加,系统的吸热量减少,所以系统的热效率增大;而炯效率先增大后减少,这是由净输出功率先增大后减少造成的。但热效率和炯效率均变化不大,所以蒸发压力为 2.5 MPa 时,综合性能最好。

表 4 不同蒸发压力下膨胀机进出口工质焓值

蒸发压力/MPa	膨胀机进口工质比焓/(kJ·kg ⁻¹)	膨胀机出口工质比焓/(kJ·kg ⁻¹)	焓差/(kJ·kg ⁻¹)
2.0	508.86	464.74	44.12
2.5	522.09	476.67	45.42
3.0	531.44	486.51	44.93
3.5	538.92	495.96	42.96

表 5 不同蒸发压力下有机朗肯循环系统热效率和烟效率

蒸发压力/MPa	热效率/%	烟效率/%
2.0	13.55	44.18
2.5	14.50	49.48
3.0	15.14	50.58
3.5	15.50	50.33

3.1.3 工质流量对有机朗肯循环的影响

由于柴油机排气余热有限,加热工质使其达到蒸发温度的流量有上限。蒸发压力 2.5 MPa、蒸发温度 160 ℃ 条件下,系统循环工质流量最大为 19.27 kg/s。由此选取有机工质流量分别为 19.27 kg/s、18.00 kg/s、16.00 kg/s、14.00 kg/s、12.00 kg/s,分析有机朗肯循环的净输出功率及经济性,计算结果如图 6 所示。

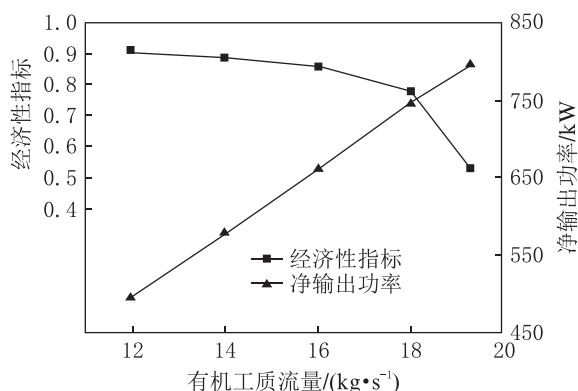


图 6 不同有机工质流量下有机朗肯循环净输出功率及经济性指标

由图 6 可知,净输出功率和有机工质流量成正比的关系。随着工质流量减少,系统的经济性趋好,但除了最大流量之外经济性指标变化不大,流量最大时接近换热极限导致换热面积增大则经济性最差。由表 6 可知,系统的热效率不随工质流量的变化而变化,而烟效率随流量增大而增大。这是由于热效率主要由循环温度决定,而单位工质的输出功率是一致的,则工质流量增加使得烟气被回收的能量增加,从而提高了烟效率。综合各项指标,工质流量为 18.00 kg/s 时系统性能最优。

表 6 不同有机工质流量下有机朗肯循环系统热效率和烟效率

有机工质流量/(kg·s ⁻¹)	热效率/%	烟效率/%
12.00	14.50	41.09
14.00	14.50	43.34
16.00	14.50	46.08
18.00	14.50	49.48
19.27	14.50	51.75

通过分析净输出功率和烟效率的变化值,可以得到有机工质流量对有机朗肯循环回收系统的影响最大,蒸发温度次之。在柴油机 100% 负荷工况下,系统在蒸发温度 160 ℃、蒸发压力 2.5 MPa、有机工质流量 18.00 kg/s 时综合性能最优。

3.2 柴油机负荷对有机朗肯循环的影响

从上述研究得知,有机工质流量对系统影响最大,且结合实际可操作性,设定有机朗肯循环系统蒸发温度 160 ℃、蒸发压力 2.5 MPa、冷凝压力 0.2 MPa 等参数不变,柴油机负荷变化时只改变工质流量,得出最优综合评价指标。图 7 为不同负荷下有机朗肯循环最优工况的净输出功率及经济性指标。表 7 为不同负荷下有机朗肯循环系统热效率和烟效率。

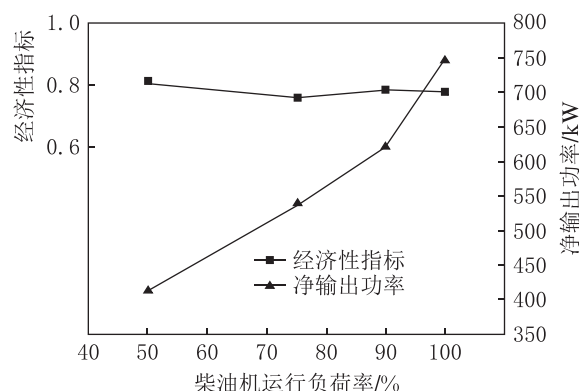


图 7 不同负荷下有机朗肯循环净输出功率及经济性指标

表 7 不同负荷下有机朗肯循环系统热效率和烟效率

负荷率/%	热效率/%	烟效率/%
100	14.50	49.48
90	14.50	50.06
75	14.50	51.07
50	14.50	48.55

由图 7 可知,柴油机负荷变化时,经济性变化不大,均在 0.8 左右。随着柴油机负荷的减少,有机朗肯循环的净输出功率也降低,所以柴油机在 100% 负荷情况下有机朗肯循环的输出功率最大且经济性良好。分析发现,柴油机在不同运行负荷下,有机朗肯循环余热回收的净输出功率均占柴油机工作功率的 8% 左右,有机朗肯循环的热效率均为 14.50%,烟效率约为 50%。总结计算结果,有机朗肯循环回收方式适应性好,可跟随柴油机负荷变化调整工质流量以回收不同品质的余热,且回收效果稳定良好。

3.3 不同系统布置对有机朗肯循环的影响

针对柴油机 100% 负荷进行研究,设定系统运行参数有机工质流量为 16 kg/s,蒸发温度为 160 ℃,

冷凝压力为 0.2 MPa,蒸发压力为 2.5 MPa,在简单有机朗肯循环系统的基础上添加回热器(见图 2),即利用膨胀机后的乏汽加热泵加压后的有机工质,回热度 0.56,系统的热效率由 14.50%增至 17.15%,烟效率由 46.08%增至 50.58%。在增添回热器的基础上,增加一个低温的有机朗肯循环成为双有机朗肯循环(见图 3),利用柴油机冷却水的热量来预热低温循环有机工质,高温循环的烟气排气作为低温循环的热源,低温循环蒸发压力 0.3 MPa,净输出功率增加了 93.68 kW。可见,对于有机朗肯循环改进系统布置可提高对柴油机余热回收效率,但操作系统复杂且初投资较高,工业实施中应进一步分析。

4 结论

(1) 蒸发温度、蒸发压力和有机工质流量等运行参数对系统性能和经济性有一定的影响,其中有机工质流量影响最大,蒸发温度次之。针对柴油机 100%负荷工况,选用 R245fa 工质时,系统在蒸发温度 160℃、蒸发压力 2.5 MPa、有机工质流量 18 kg/s 时性能最优。

(2) 柴油机运行工况变化时只需改变有机工质流量就可适应负荷变化,负荷越大回收的能量越多,其净输出功率均占柴油机主机功率的 8%左右,系统性能稳定且能实现较好的余热利用。

(3) 通过添加内回热器可使系统热效率提高 2.65%,烟效率提高 4.5%。当利用冷却水带走的热量再增加一个低温循环时,净输出功率增加 94.90 kW。

参考文献:

- [1] 龙景良. 基于大型柴油机废热梯级利用的船舶总能研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2012.
- [2] 杨凯, 张红光, 宋松松, 等. 车用柴油机-有机朗肯循环联合系统的设计及分析[J]. 内燃机工程, 2016, 37(3): 117-122.
YANG K, ZHANG H G, SONG S S, et al. Performance analysis of a vehicle diesel engine-ORC combined system[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2016, 37(3): 117-122.
- [3] FU B R, LEE Y R, HSIEH J C. Design, construction, and preliminary results of a 250-kW organic Rankine cycle system[J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 80: 339-346.
- [4] 魏东红, 陆震, 鲁雪生, 等. 废热源驱动的有机朗肯循环系统变工况性能分析[J]. 上海交通大学学报, 2006, 32: 59-62.
WEI D H, LU Z, LU X S, et al. Performances analysis of the organic Rankine cycle driven by exhaust under disturbance conditions[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2006, 32: 59-62.
- [5] 罗向龙, 徐乐, 谭立峰, 等. R245fa 有机朗肯循环余热发电系统火用分析[J]. 节能技术, 2012, 30(2): 131-136.
LUO X L, XU L, TAN L F, et al. Exergy analysis of an organic Rankine cycle for waste heat power generation with R245fa[J]. Energy Conservation Technology, 2012, 30(2): 131-136.
- [6] 魏新利, 李明辉, 马新灵, 等. 有机朗肯循环系统的实验研究和性能分析[J]. 郑州大学学报(工学版), 2016, 37(2): 73-76.
WEI X L, LI M H, MA X L, et al. Experimental investigation and performance analysis of organic Rankine cycle system[J]. Journal of Zhengzhou University (Engineering Science), 2016, 37(2): 73-76.
- [7] SONG J, GU C W. Parametric analysis of a dual loop organic Rankine cycle(ORC) system for engine waste heat recovery[J]. Energy Conversion and Management, 2015, 105: 995-1005.
- [8] HETTIARACHCHY 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.
- [9] 李惟毅, 高静, 李子申, 等. 基于经济性和烟效率的有机朗肯循环工质优选[J]. 化工进展, 2016, 35(2): 369-375.
LI W Y, GAO J, LI Z S, et al. Working fluids optimization based on economy analysis and exergy efficiency for low-temperature organic Rankine cycle[J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2016, 35(2): 369-375.
- [10] 杨凯. 车用发动机变工况下有机朗肯循环系统运行特性研究[D]. 北京: 北京工业大学, 2015.
- [11] 廖雷, 余廷芳. 双流体有机朗肯循环系统热力性能分析[J]. 热力发电, 2016, 45(6): 46-50.
LIAO L, YU T F. Thermodynamic performance analysis for dual fluid organic Rankine cycle system[J]. Thermal Power Generation, 2016, 45(6): 46-50.
- [12] 方金莉, 魏名山, 王瑞君, 等. 采用中温有机朗肯循环回收重型柴油机排气余热的模拟[J]. 内燃机学报, 2010, 28(4): 362-367.
FANG J L, WEI M S, WANG R J, et al. Simulation of waste heat recovery from a heavy-duty diesel engine with a medium temperature ORC system[J]. Transactions of CSICE, 2010, 28(4): 362-367.
- [13] 战洪仁. 热交换器原理与设计[M]. 北京: 中国石化出版社, 2015: 16-57.
- [14] 包宗宏. 化工计算与软件应用[M]. 北京: 化学工业出版社, 2013: 181.
- [15] YANG F B, DONG X R, ZHANG H G, et al. Performance analysis of waste heat recovery with a dual loop organic Rankine cycle (ORC) system for diesel engine under various operating conditions[J]. Energy Conversion & Management, 2014, 80(2): 243-255.
- [16] 高阳. 船舶余热利用系统主柴油机性能仿真优化[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2013.