

潜热利用式复合有机朗肯循环余热回收系统构建及优化-partB

程兆辉¹, 马悦¹, 韩永强¹, 王昕平¹, 金华玉², 王鹏², 虞浏²

(1. 吉林大学 能源与动力工程系, 长春 130000; 2. 一汽解放商用车开发院, 长春, 130000)

Parameter analysis of waste heat recovery system of latent heat utilization compound organic Rankine cycle-partB

CHENG Zhaohui¹, MA Yue¹, HAN Yongqiang¹, WANG Xinping¹, JIN Huayu², WANG Peng², YU Liu²

(1. Energy and Power Engineering Department, Jilin University, Changchun 130000, China; 2. FAW JIEFANG AUTOMOTIVE CO., LTD. Commercial Vehicle Development Institute, Changchun 130000, China)

Abstract: Based on the partA study, we further investigate the effect of the change of operating parameters on the system performance, and conclude that higher high-temperature cycle evaporation pressure and lower high-temperature cycle condensing pressure can improve the system waste heat recovery efficiency; the heat exchanger of low-temperature working mass and coolant, low-temperature cycle condenser, integrated evaporator/condenser, and low-temperature cycle expander have a higher percentage of heat loss, which can be used as the target process for optimization. The net output power of the system, the system radiation efficiency and the radiation loss are used as target objects in a certain operating condition of a heavy-duty diesel engine, and the influence of key operating parameters in the cycle is explored according to a heating strategy that segments the evaporative pressure of the low-temperature cycle. The results show that the output power, efficiency and loss of the system can reach 25.57kW, 49.42% and 26.17kW; the study completes the analysis of the influence law of the working parameters on the latent heat utilization type compound organic Rankine cycle system, which can provide guidance for the system operation.

摘要: 在 partA 研究基础上进一步探究工作参数变化对系统性能的影响, 研究得出较高的高温循环蒸发压力和较低的高温循环冷凝压力可以提高系统余热回收效率; 低温工质与冷却液的换热器、低温循环冷凝器、集成式蒸发/冷凝器和低温循环膨胀机的焓损占比较高, 可以作为优化的目标过程。在重型柴油机某工况下以系统净输出功率、系统焓效率和焓损为目标对象, 按照对低温循环蒸发压力进行分段的加热策略, 探究循环中关键工作参数的影响。结果表明, 系统的输出功率、焓效率和焓损最佳可以达到 25.57kW、49.42%和 26.17kW; 研究完成了工作参数对潜热利用式复合有机朗肯循环系统的影响规律分析, 可以为系统运行提供指导。

关键词: 余热回收; 有机朗肯循环; 潜热利用; 复合循环; 耦合换热

Key words: waste heat recovery; organic Rankine cycle; latent heat utilization; dual loop; coupled heat transfer

中图分类号: TK411+.5

文献标识码: A

收稿日期: 2023-06-30

项目名称: 吉林大学科技成果概念验证项目 (2023GN013)

作者简介: 作者程兆辉 (1998-10-21), 男, 硕士生, 主要研究方向为余能回收领域, E-mail: czhczhnhs@163.com;

作者马悦 (联系人), E-mail: yuema21@mails.jlu.edu.cn.

0 概述

针对多热源余热的能量回收，为了提高回收效果，出现了大量有机朗肯循环形式。Tae-Woo Lim 等人针对双燃料发动机设置了双级和附加双级有机朗肯循环系统，通过布置了三到四个子循环对尾气和冷却液进行余热回收，并在这两个循环中采用了不同的若干种工质进行组合，最终发现 R123-R245fa 组合在回收功率、换热面积和经济性方面都具有较大优势^[1]；Stephen Glover 针对车辆的多级串联的热源布置了一种超临界有机朗肯循环系统，并在物质库中选择了多种工质进行仿真模拟优化余热回收效果^[2]；张一鸣等人设计了一种将车辆余热回收和汽车空调制冷系统进行耦合的综合系统，通过对流量和入口压力进行控制的方式，比较复合系统和独立系统的输出功率和换热面积，并得出使用 R1234y

工质的系统换热面积较小的结论^[3]；宋健等人针对某重型柴油机的余热回收设计了双回路有机朗肯循环系统，选择了不同的高低温循环工质，主要研究了两个循环中间耦合换热器的夹点温差对整个系统工作效果的影响^[4]；H. G. Zhang 设置了一种用于回收内燃机尾气、进气以及冷却液中余热的双回路有机朗肯循环，得出了双回路循环的主要功率输出源是在低温循环^[5]。

本篇文章基于 partA 中所述潜热利用式复合有机朗肯循环余热回收系统进一步分析主要参数对工作系统性能的影响。

1 影响因素分析及优化策略

1.1 低温蒸发压力影响

PartA 中加热策略引出低温循环两个压力段。

图 1、2、3 所示是在高温压力为 1.8MPa 时，系统净输出功率随低温循环蒸发压力的变化关系。

低温循环第一个压力段内：低温循环蒸发压力

增加，但其始终低于 0.933MPa，高温循环的蒸发压力和冷凝压力均不变，高温循环输出功率不受影响。而低温循环蒸发压力的增加使得单位低温循环工质做功能力提升，低温循环和系统总输出功率变大。

系统最大净输出功率 24.839kW 出现在低温循环蒸发压力为 0.933MPa 处。

低温循环第二个压力段内：冷却液质量流量减少导致余热利用率降低，低温循环净输出功率出现突变。低温循环蒸发压力随着高温循环冷凝压力的提升而增大，高温循环输出功率降低。膨胀机焓差随蒸发压力升高而增大，低温循环输出功率逐渐提升。高、低温循环输出功率的共同影响下，系统净输出功率呈现先增加后缓慢降低的趋势，最大点出现在低温循环蒸发压力为 1.703MPa 时，净输出功率为 16.959kW。

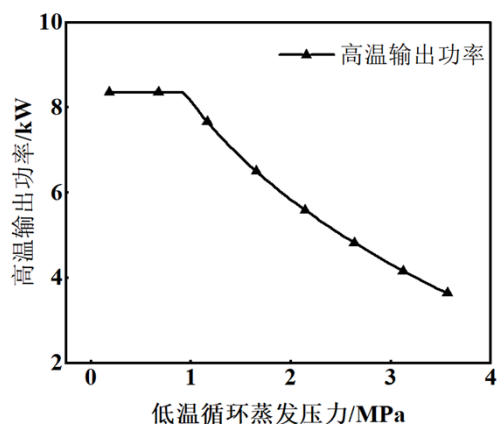


图 1 高温循环功率随低温蒸发压力变化

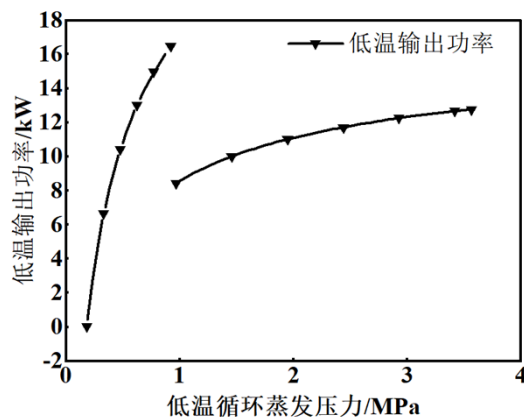


图 2 低温循环功率随低温蒸发压力变化

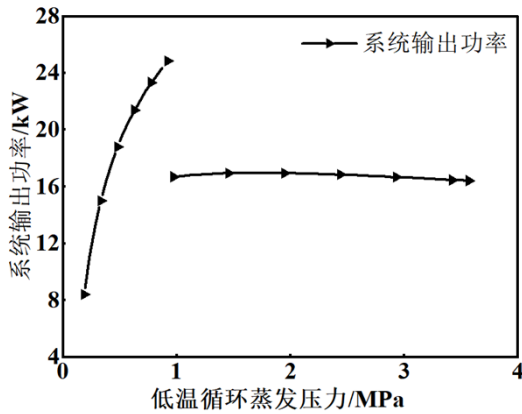


图3 系统总功率随低温蒸发压力变化

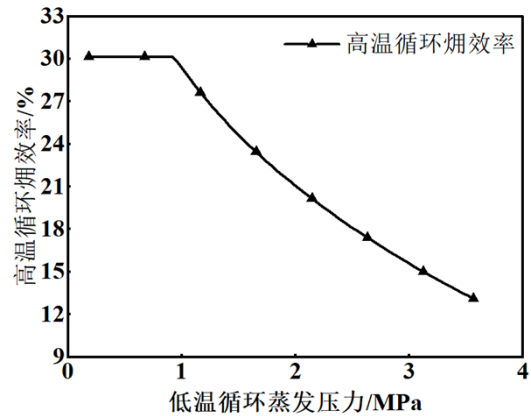


图4 高温循环焓效率随低温蒸发压力变化

图4、5、6所示是系统焓效率随低温循环蒸发压力的变化关系。

低温循环第一个压力段内：该段中只需要一个固定的高温循环冷凝压力即可加热低温工质，且高温循环焓效率不因低温循环蒸发压力提高而改变，不影响高温循环的工作。焓效率较低是因低温工质与冷却液、高温循环工质的平均传热温差较大，平均传热温差随着蒸发压力的升高而降低，由此导致低温循环和系统焓效率逐渐增大。系统最大焓效率48%出现在低温循环蒸发压力为0.933MPa处。

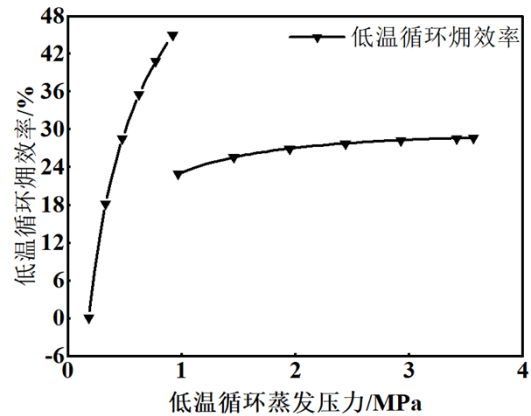


图5 低温循环焓效率随低温蒸发压力变化

低温循环第二个压力段内：冷却液的大量焓值未得到利用导致低温循环焓效率突变。高温循环冷凝压力和温度升高，低温循环蒸发压力增大，高温循环焓效率降低。低温循环工质与冷却液、高温工质间平均传热温差稳定减少，但随着蒸发压力升高，冷却液的大量焓值未得到利用，参与反应的冷却液焓值降低逐渐抵消了传热温差减小带来的损失，因此焓效率增大但变化趋势较小。高、低温循环综合之下，系统焓效率先上升后下降，最大点出现在低温循环蒸发压力为1.703MPa时，循环焓效率为

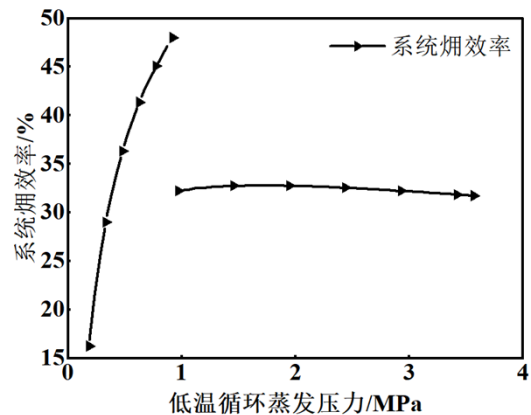


图6 系统焓效率随低温蒸发压力变化

32.77%。

如图7、8、9所示是系统焓损随低温循环蒸发压力的变化关系。

低温循环第一个压力段内：随着低温循环蒸发压力的提高，低温工质与冷却液、高温工质之间的平均传热温差降低，低温循环焓损下降较快，不可逆损失降低。高温循环则不受影响，焓损不变。高、低温循环综合之下，系统焓损也降低，焓损最低点26.9kW出现在压力为0.933MPa处。

低温循环第二个压力段内：对应的高温循环冷凝压力变大，更高质量的潜热被释放，损失变大导致低温循环蒸发压力增大，高温循环焓损逐渐升高。低温蒸发压力提高，质量流量变小，被回收的冷却液焓值越少使得低温循环的焓损逐渐变大。高、低温循环综合之下，系统焓损先下降后上升，最低点 34.7842kW 出现在蒸发压力为 1.703MPa。

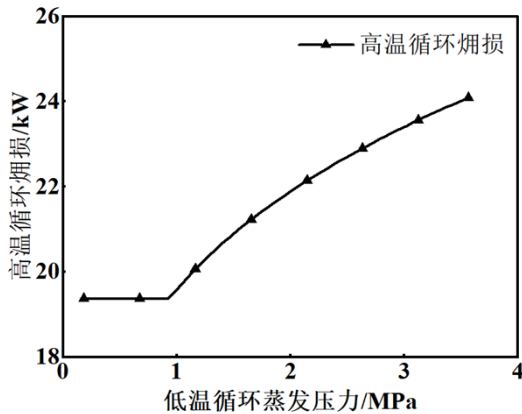


图7 高温循环焓损随低温蒸发压力变化

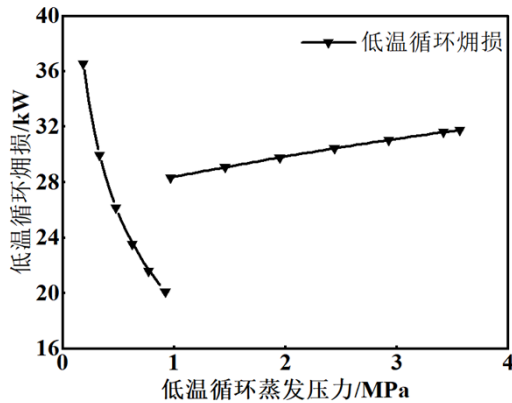


图8 低温循环焓损随低温蒸发压力变化

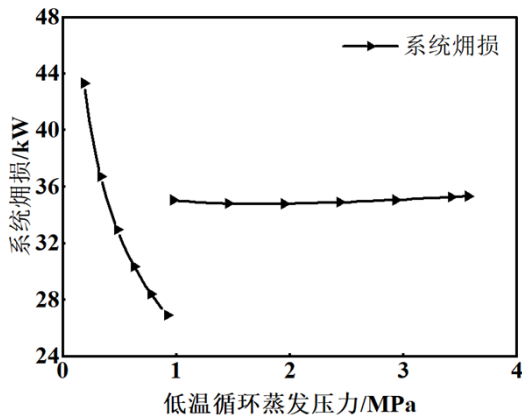


图9 系统焓损随低温蒸发压力变化

由上述分析可知在每个高温循环蒸发压力下，以系统工作性能为首要目标可寻得低温循环蒸发压力的最优点即为冷却液能给工质加热到的最大压力 P_{efcl} 。因此在保证高温乏气的温度比冷却液温度高且低于高温工质临界温度的前提下，本节低温循环蒸发压力取每个高温蒸发压力下的最优点，高温循环蒸发压力取 0.2-3.7MPa。

图 10 所示是系统的净输出功率随高温循环蒸发压力的变化关系图，系统的最佳净输出功率达到 25.57kW。随着高温循环蒸发压力的增加，高温工质通过集成式蒸发/冷凝器传递给低温工质的能量减少，使得低温循环净输出功率下降。高温工质在膨胀机中的焓降随着高温循环蒸发压力的增大而增加，尽管质量流量略有降低，但共同作用下，高温循环净输出功率呈现增长趋势。综合之下，系统净输出功率随高温循环蒸发压力增加而逐渐增大。

1.2 高温蒸发压力影响

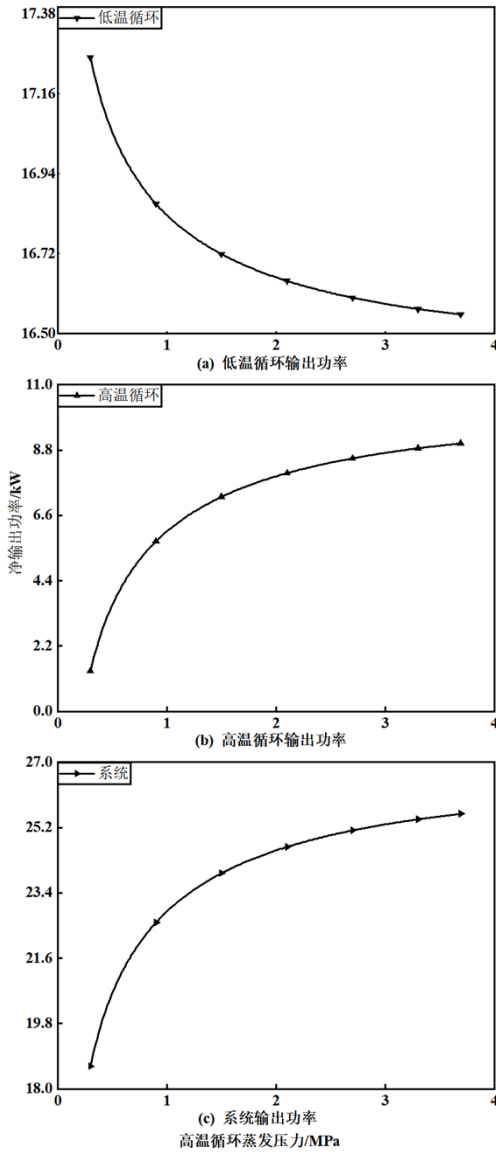


图 10 系统输出功率随高温蒸发压力变化

图 11 所示是系统焓效率随着高温循环蒸发压力的变化趋势，系统最佳焓效率达到 49.42%。高温循环蒸发压力增加，高温工质在膨胀机出口温度逐渐升高，高温工质和低温工质在集成式蒸发/冷凝器中传热温差逐渐增大，使得低温循环焓效率下降；高温循环蒸发压力升高，高温工质和尾气之间平均传热温差逐渐减小，使得高温循环焓效率逐渐升高；高、低温循环综合之下，系统焓效率随高温循环蒸发压力增大而逐渐增加，增长趋势趋于平缓。

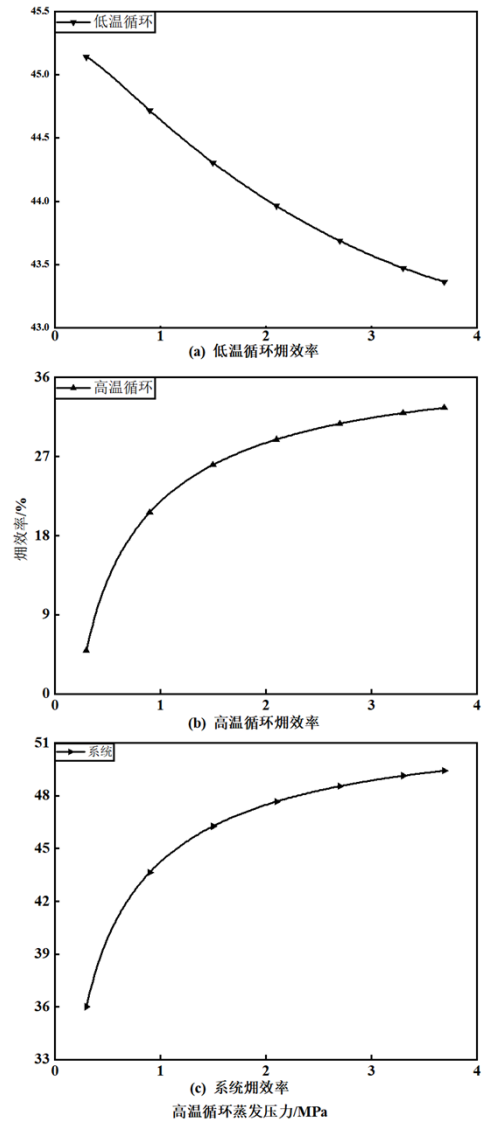


图 11 系统焓效率随高温蒸发压力变化

如图 12 所示是系统各部件焓损随高温循环蒸发压力的变化情况。系统焓损随高温循环蒸发压力增加而逐渐减小，最小的焓损为 26.17kW。随着高温循环蒸发压力增加，高温工质和尾气在高温蒸发器中平均传热温差减小，使得焓损逐渐减少，高温工质在高温膨胀机中的压比变化逐渐增大致使由非等熵膨胀带来的不可逆损失逐渐变大，工质泵的焓损较小且变化也极小；高温循环蒸发压力增大，高温工质在集成式蒸发/冷凝器入口温度升高，致使高温工质和低温工质在该处平均传热温差增大引起不可逆损失增加。随着高温循环蒸发压力的增加，通过集成式蒸发/冷凝器传递的能量减少，低温循环质量流

量略微减小，因此其各项焓损都呈现逐渐下降的趋势。系统的焓损受高温蒸发器焓损下降的影响也逐渐下降。

在最佳输出净功率系统中，作为机械功输出的焓占最大部分。其余焓分布从大到小为：低温蒸发器焓损、低温冷凝器焓损、集成式蒸发/冷凝器焓损、低温膨胀机焓损、高温蒸发器焓损、高温膨胀机焓损，工质泵焓损的占比极小。低温蒸发器焓损较大的原因是低温循环蒸发压力始终保持在 0.933MPa，低温工质与冷却液之间始终存在较大的传热温差，故该过程不可逆损失占比较大。低温循环乏气在低温冷凝器中浪费的余热较多，不可逆损失占比也较大。

从系统净输出功率、焓效率和系统各部分的焓损随高温循环蒸发压力变化的研究也可以发现：随着压力的升高，输出功率和焓效率逐渐升高，但是呈现逐渐变缓的趋势，同时压力升高带来的不可逆损失变小效果也在逐渐淡化，因此运行潜热利用式有机朗肯循环系统时可以酌情设置蒸发压力的大小以满足由换热器、系统管道和膨胀机热力负荷需求带来的经济性和安全性问题。低温蒸发器、低温冷凝器、集成式蒸发/冷凝器和低温膨胀机的焓损占比较高，着重优化该部分可以提高系统工作性能。

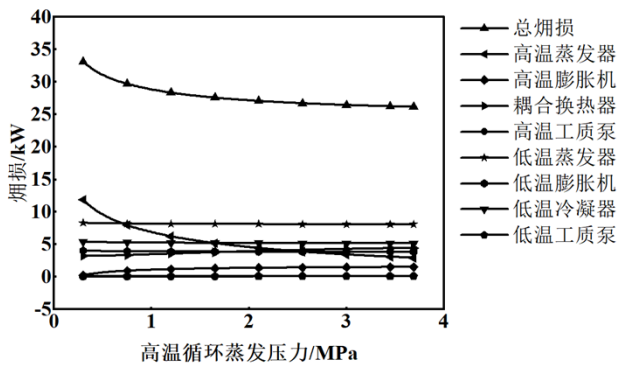


图 12 系统焓损随高温蒸发压力变化

1.3 高温循环膨胀比影响

这一节考虑高温循环膨胀比的变化对系统的影响。高温循环膨胀机的出口压力逐渐降低，而高温循环的冷凝温度随冷凝压力的变化而变化，实则也是探究高温冷凝温度变化对系统工作性能的影响。

如图 13 所示，随着高温循环膨胀比的增大，系统净输出功率逐渐增加，低温循环净输出功率逐渐

降低。工质在膨胀机中的比焓变化量增大，通过集成式蒸发/冷凝器流失的能量减少，高温循环的净输出功率增大，同时引起低温循环的质量流量减小。在低温循环处于恒定工作压力时，低温循环净输出功率稍有下降。两者共同作用下，系统净输出功率主要受高温循环单位比功的影响呈增长趋势。

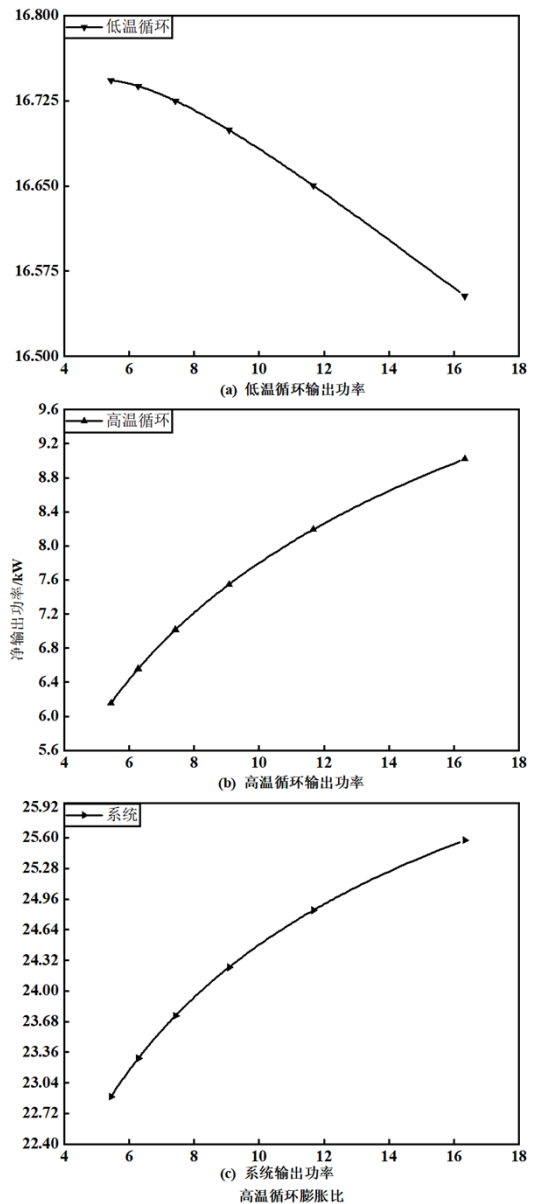


图 13 系统输出功率随高温膨胀比变化

图 14 所示是系统焓效率随高温循环膨胀比的变化。随着高温循环膨胀比的增加，系统焓效率及高、低温循环焓效率均呈上升趋势。膨胀比增加使得高温循环冷凝温度降低，因此通过集成式蒸发/冷凝器流失的焓减少，高温循环的焓效率逐渐上升，集成

式蒸发/冷凝器中高温工质和低温工质的平均传热温差降低, 此处的不可逆损失降低, 低温循环焓效率上升, 致使系统的焓效率也随之上升。

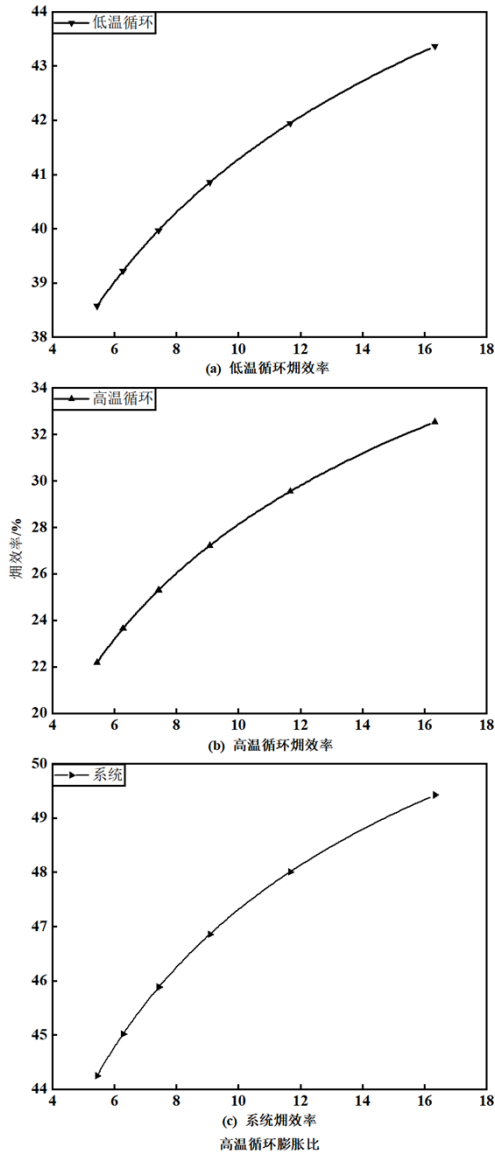


图 14 系统焓效率随高温膨胀比变化

图 15 所示是系统各部件的焓损随高温膨胀比的变化情况。循环总焓损随高温膨胀比的增大而减少。高温膨胀机膨胀比的增加使得冷凝温度下降, 工质在高温蒸发器中平均吸热温度下降, 导致工质和尾气的平均传热温差增大, 蒸发过程的不可逆性增大, 焓损变大。高温膨胀机由于进出口的压比变化增大, 非等熵膨胀引起的不可逆增加导致焓损增大。高温工质和低温工质在集成式蒸发/冷凝器中的平均传热温差减小, 故其中由传热引起的不可逆损失降低。低温循环则由于高温循环膨胀比的增加, 导致传递

给低温工质的能量变大, 低温循环质量流量变大, 这加大了各部件的不可逆性。但在低温冷凝器中, 低温工质在膨胀机出口的温度下降, 冷凝器处的传热温差同样会降低, 因此该处的焓损减小。从总体

来看, 系统的不可逆损失受集成式蒸发/冷凝器和低温冷凝器两处焓损降低的影响而下降。

在研究高温循环膨胀比对系统影响时发现, 较低的高温冷凝压力和冷凝温度对提高系统净输出功率、提高系统焓效率以及减小系统不可逆损失方面有较好表现。但高温冷凝温度受低温循环蒸发温度限制, 优化方向是在满足窄点温差的基础上尽可能降低高温循环的冷凝压力。

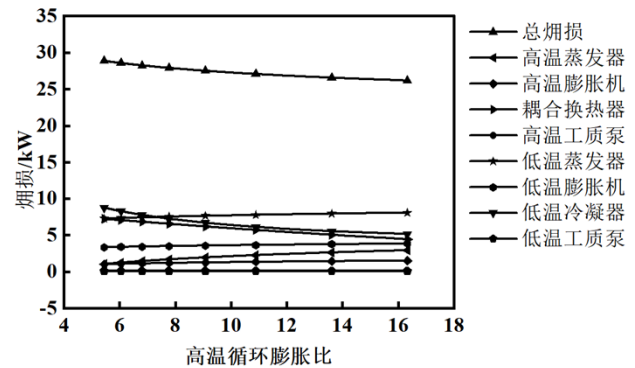


图 15 系统焓损随高温膨胀比变化

1.4 热源状态的影响

在上述研究中发现, 低温循环蒸发压力设置在冷却液能给低温工质加热到的最高压力时, 系统达到最佳工作性能, 因此冷却液的热物理状态和系统的工作之间存在一些联系。本节考虑高温循环压力在 2MPa 时, 冷却液温度由发动机原始数据的 100°C 梯

度变化为 110°C、120°C、130°C, 探究分析回收高、

低温双热源时, 热源温度不同带来的影响。得出系统的净输出功率、焓效率以及各部分焓占比的变化情况。

图 16 为系统净输出功率随冷却液温度变化的情况。系统净输出功率随冷却液温度升高而增大, 冷却液温度为 130°C 时, 可以达到 28.33kW。高温循环净输出功率随冷却液温度升高而减小, 冷却液温度为 130°C 时可以达到 5.32kW。低温循环净输出功率

随之而升高, 冷却液温度为 130℃时可以达到 23kW。这是由于冷却液温度升高, 低温循环的最佳蒸发压力增大 (如图 17), 低温工质在膨胀机中的比焓差将会增大。如图 18 可以看出, 冷却液温度变大使得高温循环通过集成式蒸发/冷凝器传递给低温循环的潜热量增大, 这也是低温循环功率升高的另一原因, 同时是高温循环净输出功率下降的原因。高、低温循环共同作用下, 系统功率得到提升。

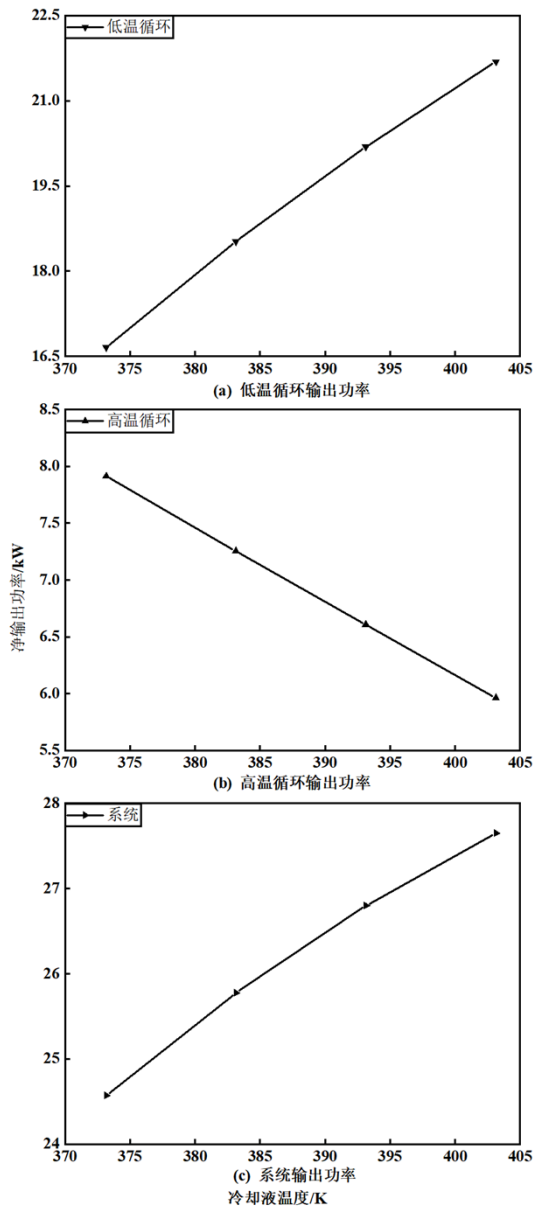


图 16 系统输出功率随冷却液温度变化

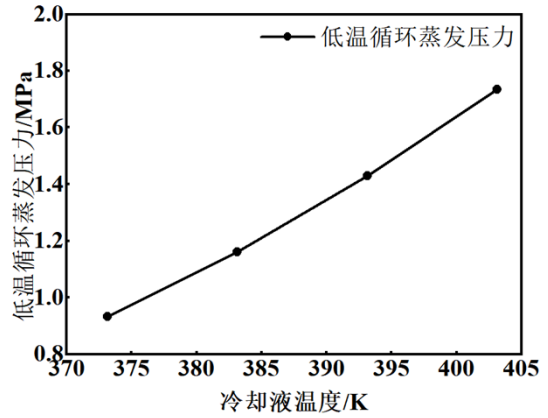


图 17 低温蒸发压力随冷却液温度变化

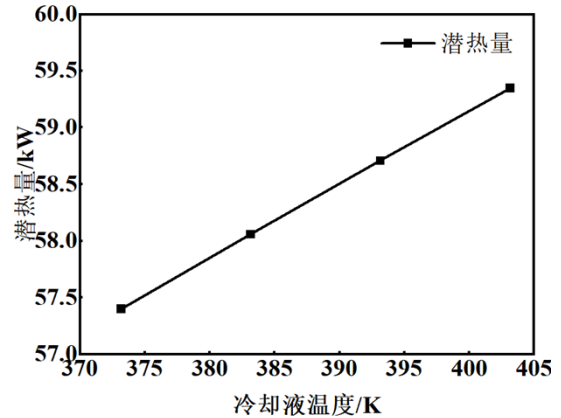


图 18 高温循环潜热随冷却液温度变化

图 19 是系统焓效率随冷却液温度关系的变化。系统焓效率随冷却液温度升高而增大, 高温循环焓效率随冷却液温度升高而降低, 低温循环焓效率随之升高; 且在冷却液温度为 130℃时, 分别可以达到 47.46%、19.19%、45.77%。低温工质从冷却液和高温工质中获得了温度更高的热量导致低温循环焓效率升高, 并将之转化为功率输出, 品质接近的能量之间转化的效率更高。高温工质在膨胀机输出的乏气温度逐渐升高 (图 20) 导致高温循环焓效率的降低, 更多的能量焓没有被充分利用。综合之下, 系统焓效率随冷却液温度升高而增大, 说明低温循环的工作表现对系统工作性能存在较大影响。

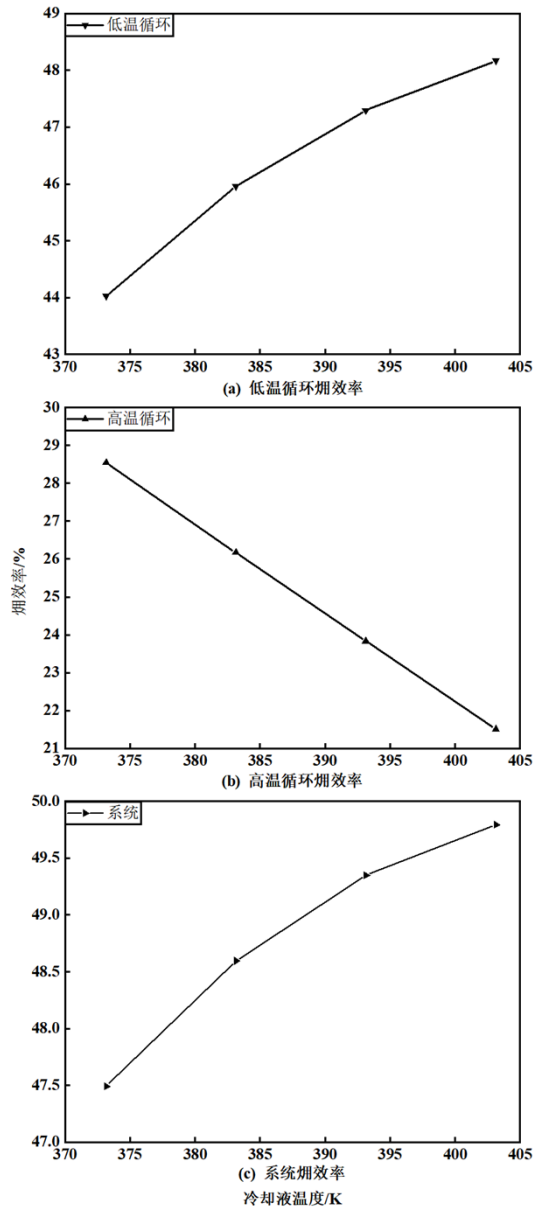


图 19 系统焓效率随冷却液温度变化

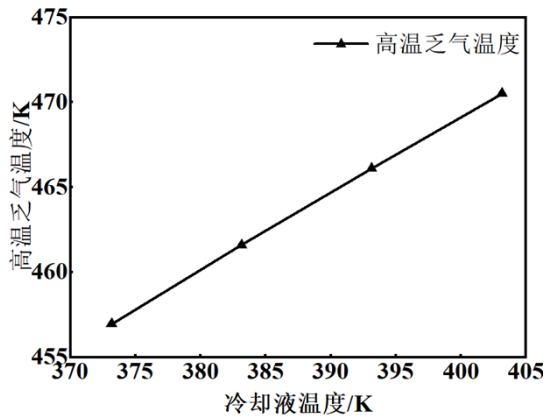


图 20 高温乏气温度随冷却液温度变化

图 21 为系统焓损随冷却液温度关系的变化。冷

却液温度升高使得总焓损、高温循环焓损、低温循环焓损均增加。原因在于高温循环通过耦合换热器传递出去的热量越多、且该部分热量的温度也较高,因此损失较大;低温循环工质在低温蒸发器内需要升到更高的温度,导致低温循环工质的平均吸热温度和冷却液平均放热温度之间差值增加,引起更高的不可逆损失。综合之下,系统的焓损增加。

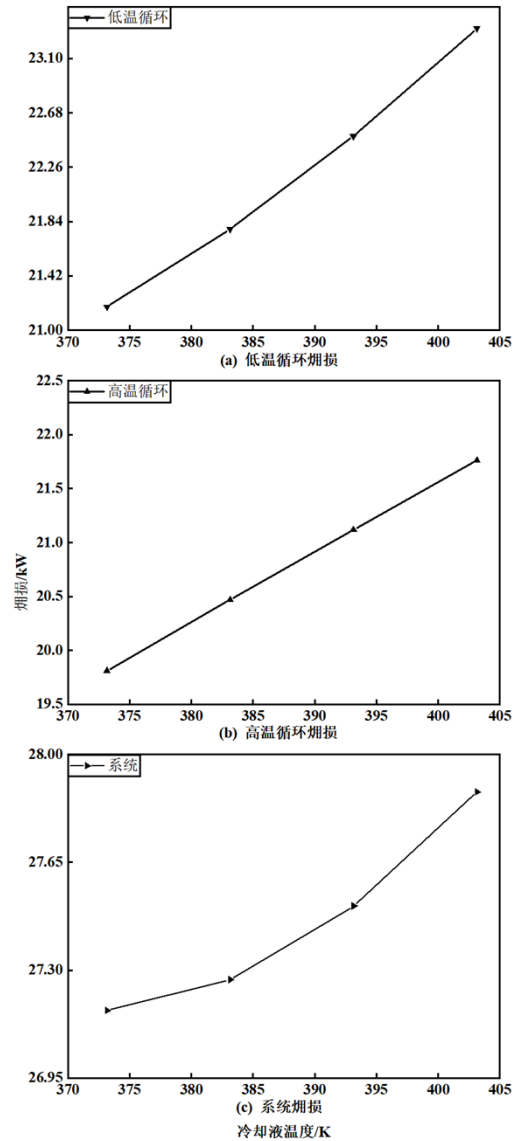


图 21 系统焓损随冷却液温度变化

2 结论

本文提出了一种由高温循环和低温循环组成的潜热利用式复合有机朗肯循环系统,用于回收重型柴油机高温尾气、中温冷却液和高温循环余热。考虑依低温蒸发压力的大小进行分段加热,探究两级蒸发压力、膨胀比、冷却液温度四个关键参数对系统工作性能的影响,得到如下几点结论:

(1) 以系统净输出功率和焓效率为评价指标,系统

工作在不同高温循环蒸发压力时，最佳的工作性能总会出现低温循环蒸发压力为冷却液可将低温工质加热到的最大压力 p_{efcl} 。

(2) 综合考虑高温循环蒸发压力和冷凝压力以及低温循环蒸发压力，系统的最佳工作性能：净输出功率达到 25.57kW、焓效率达到 49.42%、不可逆损失为 26.17kW。

(3) 较高的高温循环蒸发压力和较低的冷凝压力是最大化发挥系统的余热回收潜力的方向。

(4) 低温工质与冷却液的换热器、低温循环冷凝器、集成式蒸发/冷凝器和低温膨胀机的焓损占比较高，可以作为优化的目标过程。

(5) 高温循环的膨胀比越大，即高温循环的冷凝压力越低，系统的净输出功率越高。因此设计系统时，在满足窄点温差的前提下，可以取较大的膨胀比。

(6) 冷却液热源的温度越高，会提高系统的净输出功率和焓效率，这与冷却液加热低温工质的能力有关。因此在设计系统时，需要着重考虑系统的工作参数与热源之间的匹配关系。

参考文献：

- [1] Lim, T.-W., Y.-S. Choi, and D.-H. Hwang, Optimal working fluids and economic estimation for both double stage organic Rankine cycle and added double stage organic Rankine cycle used for waste heat recovery from liquefied natural gas fueled ships. *Energy Conversion and Management*, 2021. 242: p. 114323.
- [2] Glover, S., et al., Simulation of a multiple heat source supercritical ORC (Organic Rankine Cycle) for vehicle waste heat recovery. *Energy*, 2015. 93: p. 1568-1580.
- [3] Zhang, Y., et al., Thermodynamic analysis of compound cycle system for automotive waste heat recovery and air conditioning refrigeration. *Energy Conversion and Management*, 2018. 168: p. 32-48.
- [4] Song, J. and C.-w. Gu, Parametric analysis of a dual loop Organic Rankine Cycle (ORC) system for engine waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*, 2015. 105: p. 995-1005.
- [5] Zhang, H.G., E.H. Wang, and B.Y. Fan, A performance analysis of a novel system of a dual loop bottoming organic Rankine cycle (ORC) with a light-duty diesel engine. *Applied Energy*, 2013. 102: p. 1504-1513.